

This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representation of
The original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

**As rescanning documents *will not* correct images,
please do not report the images to the
Image Problem Mailbox.**

Information in shaded areas marked with an * is required
Fill out a separate Request Form for each document

*U. S. Serial No. : 09/853,038

*Requester's Name: Binda Phone No.: 305-2869

Office Location: CPK5-2A29 Art Unit/Org. : 3679

Is this for the Board of Patent Appeals? No

Date of Request: 7-31-03

*Date Needed By: 10-31-03

(Please indicate a specific date)

Document Identification (Select One):

Note: If submitting a request for patent translation, it is not necessary to attach a copy of the document with the request.
If requesting a non-patent translation, please attach a complete, legible copy of the document to be translated to this form and submit it at your EIC or a STIC Library.

1. ☒ Patent *Document No. 10-184716
*Country Code JP
*Publication Date 7-14-1998
*Language Japanese
No. of Pages _____ (filled by STIC)

Translations Branch
The world of foreign prior art to you

Translations

2. ☐ Article *Author _____
*Language _____
*Country _____

Equivalent
Searching

Foreign
Patents

Other *Type of Document _____
*Country _____
*Language _____

To assist us in providing the most cost effective service, please answer these questions:

Will you accept an English Language Equivalent? Yes (Yes/No)

Would you like to review this document with a translator prior to having a complete written translation?
(Translator will call you to set up a mutually convenient time) No Yes/No

Would you like a Human Assisted Machine translation? No (Yes/No)

Human Assisted Machine translations provided by Darwent/Schreiber is the default for Japanese Patents 1993 onwards with an Average 5-day turnaround.

STIC USE ONLY

Copy/Search
Processor: _____
Date assigned: _____
Date filled: _____
Equivalent found: (Yes/No) _____

Doc. No.: _____
Country: _____

Translation

Date logged in: 8-4-03
PTO estimated words: 5487
Number of pages: 1
In-House Translation Available: _____

In-House

Translator: _____
Assigned: _____
Returned: _____

Contractor:

Name: F26
Priority: 8-5-03
Sent: 8-31-03
Returned: 8-31-03

WEST☐ **Generate Collection** **Print**

L2: Entry 1 of 2

File: JPAB

Jul 14, 1998

PUB-NO: JP410184716A
DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 10184716 A
TITLE: TRIPOD TYPE CONSTANT VELOCITY JOINT

PUBN-DATE: July 14, 1998

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

COUNTRY

YOKOYAMA, KENZO

OKADA, MAKOTO

DOUTOKU, KAZUHIRO

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME

COUNTRY

TOYODA MACH WORKS LTD

APPL-NO: JP09298890

APPL-DATE: October 30, 1997

INT-CL (IPC): F16 D 3/205

ABSTRACT:

PROBLEM TO BE SOLVED: To allow to suppress the leading-up of a thrust force, and thereby, to suppress the generation of a vibration of a driving shaft, and to prevent the biting-in of an inner roller to an outer roller.

SOLUTION: While the curvature radius of the inner peripheral surface 6a of an outer roller 6 is made larger than the curvature radius at the center 5a of the outer peripheral surface of an inner roller 5, the clearance between the inner roller 5 and the outer roller 6 in the axial direction of a trunnion is made that the opening clearance L2 is made smaller than the center clearance L1 of the rollers 5 and 6. Consequently, the inner roller 5 never bites in to the outer roller 6, as well as the thrust force is reduced.

COPYRIGHT: (C)1998, JPO

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平10-184716

(43) 公開日 平成10年(1998) 7月14日

(51) Int.Cl.⁸

F16D 3/205

識別記号

F I

F16D 3/20

M

審査請求 未請求 請求項の数 8 OL (全 8 頁)

(21) 出願番号 特願平9-298890

(22) 出願日 平成9年(1997)10月30日

(31) 優先権主張番号 特願平8-292529

(32) 優先日 平8(1996)11月5日

(33) 優先権主張国 日本 (J P)

(71) 出願人 000003470

豊田工機株式会社

愛知県刈谷市朝日町1丁目1番地

(72) 発明者 横山 堅三

愛知県刈谷市朝日町1丁目1番地 豊田工
機株式会社内

(72) 発明者 岡田 誠

愛知県刈谷市朝日町1丁目1番地 豊田工
機株式会社内

(72) 発明者 道徳 一博

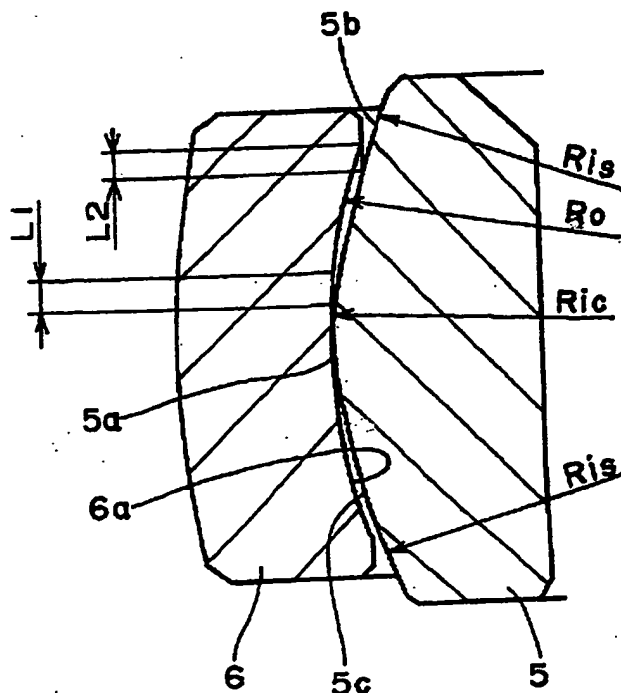
愛知県刈谷市朝日町1丁目1番地 豊田工
機株式会社内

(54) 【発明の名称】 トリボード型等速ジョイント

(57) 【要約】

【課題】トラニオンに入れ子状に複数のローラが設けられるトリボード型等速ジョイントにおいて、駆動軸方向にスラスト力が誘起されるという問題があった。また大きなジョイント角となった場合に内側ローラ5が外側ローラ6に食い込むおそれがあった。

【解決手段】外側ローラ6の内周面6aの曲率半径を内側ローラ5の外周面中央部5aの曲率半径よりも大きくするとともに、トラニオンの軸方向における内側ローラ5と外側ローラ6との間の隙間を、これらのローラ5、6の中央部隙間L1よりも開口部隙間L2の方が小さくなるようにした。これにより、スラスト力が低減されるとともに、内側ローラ5が外側ローラ6に食い込むことがなくなった。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 内周に軸方向に複数の案内溝を有するアウト部材と、このアウト部材の内側に同軸的に配置され且つ前記各案内溝内に突出するように設けられたトラニオンを有するインナ部材と、前記各トラニオンに回転自在に入れ子状に複数設けられたローラとから構成されるトリボード型等速ジョイントにおいて、前記複数のローラのうち、外側に位置するローラの内周面の中央円弧部の曲率半径を、内側に位置するローラの外周面の中央円弧部の曲率半径よりも大きく形成するとともに、前記トラニオンの軸方向における前記外側に位置するローラと前記内側に位置するローラとの間の隙間をこれらのローラの中央部よりも開口部の方が小さくなるようにしたことを特徴とするトリボード型等速ジョイント。

【請求項2】 前記外側に位置するローラの内周面の中央部の曲率半径を R_o 、前記内側に位置するローラの外周面中央部の曲率半径を R_i 、前記アウト部材のピッチ円半径を PCR 、最大ジョイント角を θ_0 、前記内側に位置するローラの内周面に作用する摩擦力の摩擦係数を μ とすると、

$$R_o > R_i + PCR(1 - \cos \theta_0) / \mu$$

が成立することを特徴とする請求項1に記載のトリボード型等速ジョイント。

【請求項3】 前記外側に位置するローラの内周面の開口部は前記中央円弧部の両端に連なるテーパ面で形成されていることを特徴とする請求項1または2に記載のトリボード型等速ジョイント。

【請求項4】 前記内側に位置するローラの外周円弧面は一樣な曲率半径で形成されていることを特徴とする請求項3に記載のトリボード型等速ジョイント。

【請求項5】 前記内側に位置するローラの外周面の開口部の曲率半径はその中央部の曲率半径よりも大きく形成されるとともに、前記内側に位置するローラの外周面の開口部の曲率中心はその中央部の曲率中心よりも遠い側にオフセットすることを特徴とする請求項1または2に記載のトリボード型等速ジョイント。

【請求項6】 前記外側に位置するローラの内周面は一樣な曲率半径で形成されていることを特徴とする請求項5に記載のトリボード型等速ジョイント。

【請求項7】 前記外側に位置するローラの内周面は中央部が平坦に形成されるとともに開口部がテーパ面で形成されていることを特徴とする請求項1に記載のトリボード型等速ジョイント。

【請求項8】 前記内側に位置するローラの外周面は一樣な曲率半径で形成されていることを特徴とする請求項7に記載のトリボード型等速ジョイント。

【発明の詳細な説明】

【0001】

するものである。

【0002】

【従来の技術】 一般にトリボード型等速ジョイントにおいては、ジョイント部が交差角を有する状態で使用される場合、アウト部材の案内溝とインナ部材の各トラニオンに設けられた球面ローラとの間に相対滑り現象が生じ、これが軸方向のスラスト力を誘起し、ひいては駆動軸に振動を発生させるという問題がある。

【0003】 このような問題を解決するために、例えば図9及び図10に示す特公昭57-13211号公報や図13に示す特公平7-117108号公報に記載のものが案出されている。上記のものにおいては、外側ローラ体106、156がアウト部材1に設けられた案内溝102、152に対して傾かないようにして外側ローラ体106、156と案内溝102、152との間に正しい転がり運動を生ずるようにし、スラスト力の発生や振動の発生等を防止するようにしている。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】 しかしながら、図9及び図10の等速ジョイントにおいては内側ローラ105の外周面105a及び外側ローラ106Bとともに外側ローラ体106を形成するホルダ106Aの内周面106aの曲率半径は理想的には同一であるが、この等速ジョイントを実際に製造する場合、内側ローラ105の外周面105aの曲率半径に比べてホルダ106Aの内周面106aの曲率半径の方が加工公差の分だけ若干大きくなるため、内側ローラ105とホルダ106Aとは完全な球面接触とはならない。それ故、この等速ジョイントにおいては完全にスラスト力の誘起を抑えることができない。

【0005】 ここで図11及び図12において、この等速ジョイントにスラスト力が誘起される理由を説明する。この種の等速ジョイントが通常使用されるジョイント角 θ_0 は5度程度である。図11では理解を助けるために、内側ローラ105の外周面105aの曲率半径とホルダ106Aの内周面106aの曲率半径との差がかなり極端に描かれている。

【0006】 図11はジョイント部が屈曲しつつ駆動軸107が回転している状態を示す。この時、内側ローラ105は、ホルダ106Aに対して加工公差による曲率半径の差しだけ相対的に移動してホルダ106Aに接触する。この内側ローラ105とホルダ106Aとの接触点は、駆動軸107が1回転する間に周期的に移動する。

【0007】 ここで内側ローラ105がホルダ106Aに対して上方に移動した状態を考える。この時、内側ローラ105とホルダ106Aとの接触点には法線方向の荷重 P' が作用する。この荷重 P' は垂直方向の分力 P_t 及び水平方向の分力 P に分解することができる。以上

3

4と内側ローラ105との間には接触点における水平方向の分力Pに比例した摩擦力 μP (μ はトラニオン104と内側ローラ105との間における摩擦係数)が生じる。この摩擦力 μP の垂直方向の分力 $\mu P \cdot \cos \theta$ が分力Pよりも大きい時には、内側ローラ105はホルダ106Aに対して転がり運動を行い、それぞれの分力が等しくなる位置で相対滑りが生じる。なお、この分力 $\mu P \cdot \cos \theta$ は θ が十分小さい(約5度以下)ので、摩擦力 μP にほぼ等しい。従って、これ以降では単に摩擦力 μP で考える。

【0008】図12はジョイント角 θ_0 をもって駆動軸107が回転した場合のホルダ106Aに対する内側ローラ105の外周面105aの曲率中心O_iの運動を示すものである。この時、曲率中心O_iは、駆動軸107の軸心Oを中心に運動するとともにホルダ106Aに対して、P101, P102, P103, P104, P105, P102, P106, P107, P101の順に移動する。

【0009】図12においてホルダ106Aに対して内側ローラ105は、曲率中心O_iがアウト部材1のピッチ円PC(半径PCR)を挟んで δ より内側の範囲(摩擦力 $\mu P >$ 分力Pt)では転がり運動を行い(図の円弧部分)、曲率中心O_iがピッチ円PCから δ だけ離れた位置(摩擦力 $\mu P =$ 分力Pt)では相対滑りが生じる(図の直線部分)。従って、この相対滑りが生じる範囲、即ちジョイント角を大きくとった場合にスラスト力が誘起されることが分かる。

【0010】また、図9からもジョイント角を大きくとった場合にスラスト力が誘起されることが分かる。図9において、分力Ptの駆動軸107の軸方向成分 $Pt \cdot \sin \theta$ を考える。駆動軸方向に作用するこの成分 $Pt \cdot \sin \theta$ はスラスト力を誘起する要因の1つである。図7において、ジョイント角は θ_0 をとっている。ジョイント部の回転位相を ϕ とすると、 θ は $\theta_0 \cdot \cos \phi$ にほぼ等しいので、

$$Pt \cdot \sin \theta = Pt \cdot \sin (\theta_0 \cdot \cos \phi)$$

となり、スラスト力がジョイント角 θ_0 及び分力Ptによって誘起される。

【0011】従って、この等速ジョイントにおいてジョイント角を大きくとった場合、スラスト力を誘起してしまい、駆動軸107に振動を発生させてしまうという問題があった。また悪路走行時などで、このジョイントが通常使用されるジョイント角 θ_0 よりも大きな角度をとった場合、外側ローラ6に対する内側ローラ5移動量が大きくなってしまい、そのため、トルクを伝達する接触点以外の点で内側ローラ5と外側ローラ6とが当接し、内側ローラ5が外側ローラ6に食い込んでしまうという問題があった。

4

た案内溝152内を、ホルダ156Aと外側ローラ156Bとからなるローラ体156が転動する構成である。また、この等速ジョイントはトラニオン154自体が球状であり、このトラニオン154とホルダ156Aの円筒内周面156aとが接している。このため、図9の等速ジョイントのような分力Ptは発生せず、スラスト力が増大することはない。

【0013】しかしこの等速ジョイントは、球状のトラニオン154自体が円筒内周面156aに接するため、上述したトラニオン104と内側ローラ105とが相対回転できる構成の図9のものとは異なり、球状のトラニオン154が常に同じ面で円筒内周面156aに接触している。このため大きなトルクが負荷された時には、トラニオン154とホルダ156Aとの間の面圧が高くなるとともにグリースの介入性が悪くなってしまい、接触点が焼きついてしまう恐れがあった。

【0014】

【課題を解決するための手段】本発明は上記の課題に鑑み、トリボード型等速ジョイントがジョイント角を大きくとった時のスラスト力の誘起を抑えることを目的とするものである。本発明の請求項1に係る発明では、内周に軸方向に複数の案内溝を有するアウト部材と、このアウト部材の内側に同軸的に配置され且つ前記各案内溝内に突出するように設けられたトラニオンを有するインナ部材と、前記各トラニオンに回転自在に入れ子状に複数設けられたローラとから構成されるトリボード型等速ジョイントにおいて、前記複数のローラのうち、外側に位置するローラの内周面の中央中央部の曲率半径を、内側に位置するローラの外周面の中央円弧部の曲率半径よりも大きく形成するとともに、前記トラニオンの軸方向における前記外側に位置するローラと前記内側に位置するローラとの間の隙間をこれらのローラの中央部よりも開口部の方が小さくなるようにした。

【0015】また本発明の請求項2に係る発明では、請求項1において、前記外側に位置するローラの内周面の中央部の曲率半径を R_0 、前記内側に位置するローラの外周面中央部の曲率半径を R_1 、前記アウト部材のピッチ円半径をPCR、最大ジョイント角を θ_0 、前記内側に位置するローラの内周面に作用する摩擦力の摩擦係数を μ とすると、

$$R_0 > R_1 + PCR(1 - \cos \theta_0) / \mu$$

が成立するようにした。

【0016】また本発明の請求項3に係る発明では、請求項1または2において、前記外側に位置するローラの内周面の開口部は前記中央円弧部の両端にテーパ面で形成されるようにした。また本発明の請求項4に係る発明では、請求項3において、前記内側に位置するローラの外周円弧面は一樣な曲率半径で形成されるようにした。

5

外周面の開口部の曲率半径はその中央部の曲率半径よりも大きく形成されるとき、前記内側に位置するローラの外周面の開口部の曲率中心はその中央部の曲率中心よりも遠い側にオフセットするようにした。また本発明の請求項6に係る発明では、請求項5において、前記外側に位置するローラの内周面は一樣な曲率半径で形成されるようにした。

【0018】また本発明の請求項7に係る発明では、請求項1において、前記外側に位置するローラの内周面は中央部が平坦に形成されるときに開口部がテーパ面で形成されるようにした。また本発明の請求項8に係る発明では、請求項7において、前記内側に位置するローラの外周面は一樣な曲率半径で形成されるようにした。

【0019】

【発明の実施の形態】本発明の実施の形態を図1乃至図8に基づいて説明する。図1乃至図4は第1の実施の形態を示す。図1及び図2において、1はアウト部材、2はアウト部材1の内周面に軸方向に設けられた案内溝、3はアウト部材1の内側に同軸的に配置されたインナ部材、4はインナ部材3に設けられ案内溝2内に放射状に突出するトラニオン、PCはアウト部材1のピッチ円（半径PCR）である。また、内側ローラ5はニードル8を介してトラニオン4に回転自在に支承され、この内側ローラ5には外側ローラ6が案内溝2内を転動可能に外嵌されている。そして、インナ部材3は駆動軸7を介して車輪等につながり、アウト部材1はフランジ部1Aを介してエンジン等の動力装置側につながっている。

【0020】ここで図2に示すように、内側ローラ5の外周面5aは、ピッチ円PCとトラニオン4の軸とが交差する点に曲率中心O_iを持ち、曲率半径R_iで構成されている。同じく図2に示すように、外側ローラ6の内周面中央部6aは、外周面5aの曲率中心O_iにおけるピッチ円PCの接線上で且つ外周面5aの曲率中心O_i・

$$\delta = L \cdot \sin \gamma = (R_o - R_i) \sin \gamma \cdots (a)$$

となる。

【0024】一方、図12より、

$$(PCR + \delta') \cos \theta_0 = PCR - \delta$$

の関係が成立する。ここで、 δ はピッチ円半径PCRに比べて十分小さいから、

$$(PCR + \delta') \cos \theta_0 = PCR$$

※40

$$(R_o - R_i) \sin \gamma > PCR (1 - \cos \theta_0)$$

$$R_o > R_i + PCR (1 - \cos \theta_0) / \sin \gamma \cdots (c)$$

となる。

【0026】また全ての範囲で転がり運動を行うということは、常に摩擦力 μP の方が分力P_tよりも大きいことを意味するので、

$$\mu P > P_t = P \cdot \tan \gamma$$

★

$$R_o > R_i + PCR (1 - \cos \theta_0) / \mu \cdots (e)$$

6

*よりも遠い位置に曲率中心O_oを持ち、外周面5aの曲率半径R_iよりも大きい曲率半径R_oで構成されている。また外側ローラ6の内周面には、中央部6aを挟むように内側ローラ5の外周面5aとの間に隙間を設けてテーパ面6b、6cが形成されている。

【0021】ここで図3において、内側ローラ5と外側ローラ6との接点について考える。発明が解決しようとする課題の項でも述べたように、内側ローラ5と外側ローラ6との接点には法線方向の荷重P'が作用する。この荷重P'は垂直方向の分力P_tと水平方向の分力P_tとに分解できる。また図3において、内側ローラ5の外周面5aの曲率中心O_iは、外側ローラ6に対し、外側ローラ6の内周面中央部6aの曲率中心O_oを中心と角度 γ の範囲内を動く。

【0022】図2及び図3によれば、内側ローラ5の外周面5aの曲率半径R_iよりも外側ローラ6の内周面中央部6aの曲率半径R_oの方が加工公差以上に大きくなっているため、垂直方向の分力P_tは前述した従来のものよりも小さくなることが分かる。前述したように、この分力P_tはスラスト力を誘起する要因の1つであるので、従来のものに比べスラスト力を小さく抑えることができる。

【0023】ここで、曲率半径R_i、R_oをどの程度に設定するのが適当かを検討する。前述したように、図12の直線部分において相対滑りを生じるため、スラスト力が誘起される。従って、図12の直線部分をなくせば、スラスト力の誘起を抑えることができる。図11より、外側ローラ6に対して内側ローラ5が転がり運動を行う範囲 δ は、外側ローラ6の内周面中央部6aの曲率中心O_oを中心として角度 γ の範囲内である。 γ は十分小さいので、内側ローラ5の外周面5aの曲率中心O_iは図11においてほぼ直線的に上下動する。従って、

$$\delta = L \cdot \sin \gamma = (R_o - R_i) \sin \gamma \cdots (a)$$

※と近似できる。従って、

$$\delta' = PCR (1 - \cos \theta_0) \cdots (b)$$

となる。

【0025】式(a)及び式(b)より、 $\delta > \delta'$ となれば全ての範囲で転がり運動を行うようになるから、

★であり、且つ γ が十分小さいから、

$$\mu > \tan \gamma = \sin \gamma \cdots (d)$$

となる。

【0027】従って、式(c)及び式(d)より、

☆が成立する時、内側ローラ5と外側ローラ6との間に相

の曲率中心 O_i は、駆動軸7の軸心 O を中心に、外側ローラ6に対して図4に示す円弧 P_1 、 P_2 、 P_3 上を往復運動する。

【0028】ここで、外側ローラ6の内周面に設けられたテーパ面6b、6cについて説明する。このテーパ面6b、6cは、悪路走行時などでこのジョイントが通常使用される角度 θ_0 よりも大きな角度をとった場合に内側ローラ5が外側ローラ6へ食い込むことを防止するために設けられている。このような場合、外側ローラ6に対する内側ローラ5の相対移動量が大きくなるが、テーパ面6b、6cにて内側ローラ5と外側ローラ6との相対移動量が規制される。このことにより、トルクを伝達するための接触点以外の点で内側ローラ5と外側ローラ6とが当接しないようにし、内側ローラ5が外側ローラ6に食い込むことを防止している。

【0029】次に第2の実施の形態を図5に示す。第1の実施の形態とほぼ同じ構成であるので、第1の実施の形態と同一符号を付している。図5に示すように第2の実施の形態では、曲率半径 R_o を持つ外側ローラ6の内周面中央部6aの曲率中心 O_o がトラニオン4の軸線上に位置するとともに、曲率半径 R_i を持つ内側ローラ5の外周面5aの曲率中心 O_i がトラニオン4の軸線上から近い側にオフセットして位置している。

【0030】次に第3の実施の形態を図6及び図7に示す。第3の実施の形態は、基本的には第1及び第2の実施の形態と同様であるため、図6では内側ローラ5のみを示した図で、また図7では内側ローラ5及び外側ローラ6の要部のみを拡大した図で説明する。第3の実施の形態では、外側ローラ6の内周面6aを一樣な曲率半径 R_o で形成し、内側ローラ5の外周面を曲率半径 R_{ic} の中央円弧部5a及び曲率半径 R_{is} のサイド円弧部5b、5cで形成した点が、第1及び第2の実施の形態とは異なる。すなわち図6に示すように、内側ローラ5のサイド円弧部5b、5cの曲率中心 O_{ib} 及び O_{ic} は、中央円弧部5aの曲率中心 O_{ia} よりもトラニオン4の径方向及び軸方向にて遠い位置にオフセットし、中央円弧部5aとなめらかにつながっている。また図示しないが、内側ローラ5と外側ローラ6との間には、従来のものと同様、トラニオン4の径方向に若干のクリアランス L が介在する。

【0031】上記の構成によれば、通常使用されるジョイント角 θ_0 ではスラスト力の誘起を抑えることができる。また上記の構成によれば、図7に示すように、内側ローラ5の外周面5a～5cと外側ローラ6の内周面6aとの間には、トラニオン4の軸方向に中央部隙間 L_1 及び開口部隙間 L_2 ができる。

【0032】ここで、外側ローラ6の内周面6aを一樣な曲率半径 R_o で形成し、内側ローラ5の外周面を曲率

形成しているため、中央部隙間 L_1 及び開口部隙間 L_2 は、開口部隙間 L_2 の方が小さくなる。(なお第1及び第2の実施の形態では、テーパ面6b、6cにより開口部隙間の方が小さくなっている。)

これにより、悪路走行時などでこのジョイントが通常使用される角度 θ_0 よりも大きな角度をとった場合、外側ローラ6の開口端部で内側ローラ5のサイド円弧部5b、5cと外側ローラ6の内周面6aとが当接するようになっているため、内側ローラ5が外側ローラ6へ食い込まないようにしている。

【0033】また第3の実施の形態によれば、内側ローラ5の外周面に複合曲面を加工するため、外側ローラ6の内周面に複雑な加工を施す必要のある第1及び第2の実施の形態に比べ、製造コストを低減することができる。次に第4の実施の形態を図8に示す。第4の実施の形態は、基本的には第1及び第2の実施の形態と同じであるが、外側ローラ6の内周面を円筒面6a(曲率半径 R_o が無限大)で形成した点で異なる。その他の構成については第1及び第2の実施の形態と同一符号を付している。

【0034】以上の構成によれば、分力 P_t は作用しないのでスラスト力を抑えることができる。また、トラニオン4と内側ローラ5とが相対回転できるので、図13のものに比べ、グリースの介入性も良く、良好な潤滑性が得られる。

【0035】

【発明の効果】本発明に係るトリボッド型等速ジョイントによれば、スラスト力の誘起を抑えることができ、ひいては駆動軸の振動の発生を抑えることができるという効果を奏する。また内側ローラが外側ローラに食い込むことを防止することができるという効果を奏する。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1の実施の形態の全体構成を示す縦断面図である。

【図2】本発明の第1の実施の形態の横断面図である。

【図3】本発明の第1の実施の形態の内側ローラと外側ローラとの接触点を示す図である。

【図4】本発明の第1の実施の形態の外側ローラに対する内側ローラの外周面の曲率中心の運動を示す図である。

【図5】本発明の第2の実施の形態の横断面図である。

【図6】本発明の第3の実施の形態の内側ローラの横断面図である。

【図7】本発明の第3の実施の形態の内側ローラ及び外側ローラの横断面図である。

【図8】本発明の第4の実施の形態の横断面図である。

【図9】従来の技術に係るトリボッド型等速ジョイントの全体構成を示す縦断面図である。

を示す図である。

【図12】図7の外側ローラ体に対する内側ローラの外周面の曲率中心の運動を示す図である。

【図13】他の従来の技術に係る横断面図である。

【符号の説明】

- 1 アウタ部材
- 2 案内溝
- 3 インナ部材
- 4 トラニオン
- 5 内側ローラ
- 6 外側ローラ
- 7 駆動軸

PC アウタ部材のピッチ円

R_i 内側ローラの外周面の曲率半径

O_i 内側ローラの外周面の曲率中心

R_o 外側ローラ体の内周面の曲率半径

O_o 外側ローラ体の内周面の曲率中心

PCR アウタ部材のピッチ円の半径

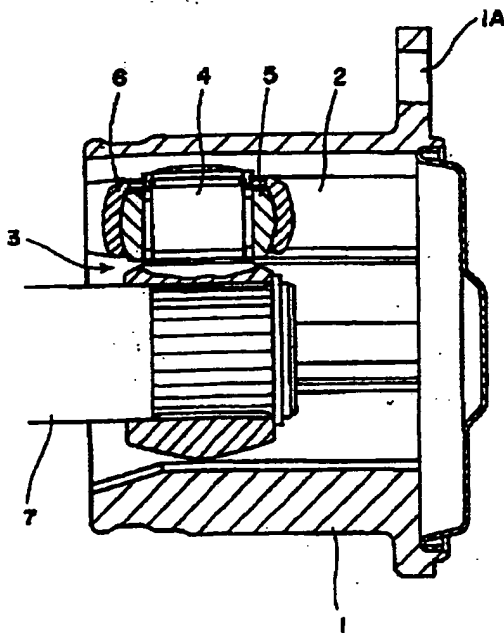
θ_0 通常使用されるジョイント角

ϕ 回転位相

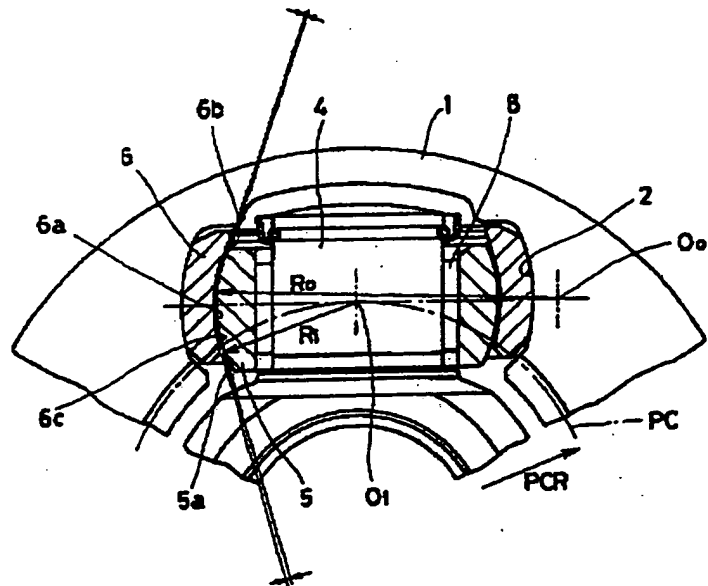
μ トラニオンと内側ローラとの間の摩擦係数

- 10 Pt 内側ローラと外側ローラとの接触点に作用する垂直方向の分力

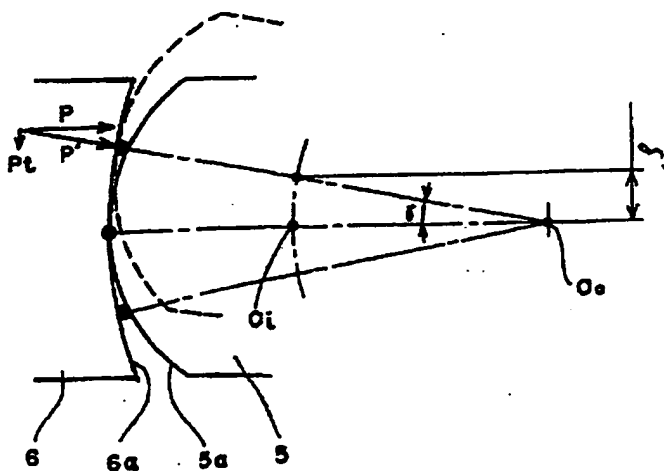
【図1】



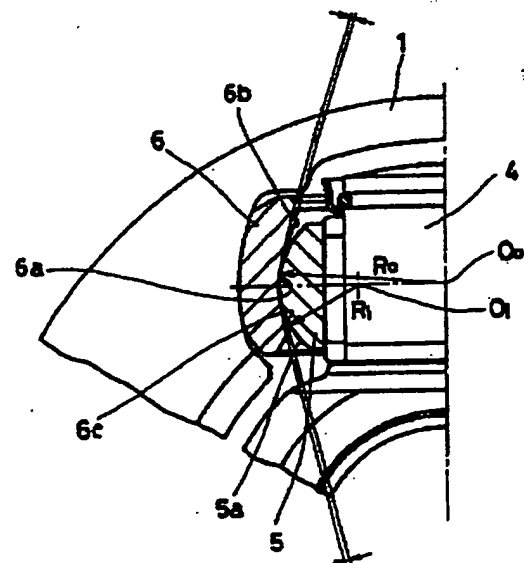
【図2】



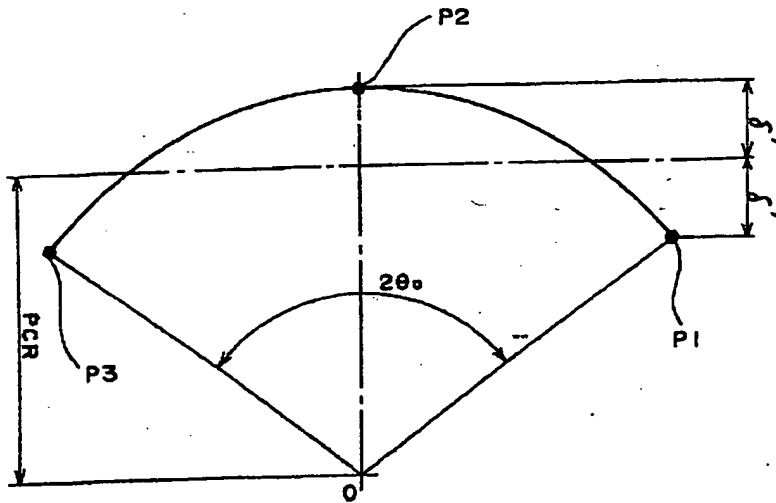
【図3】



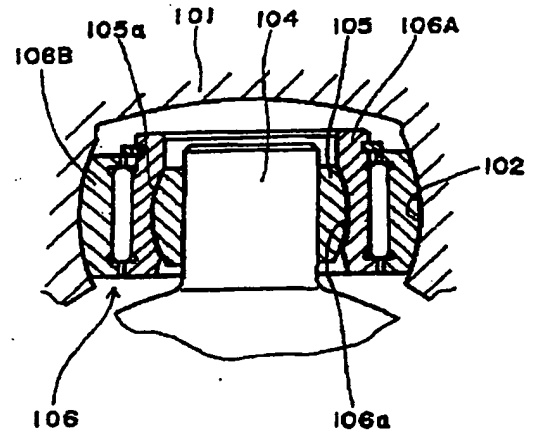
【図5】



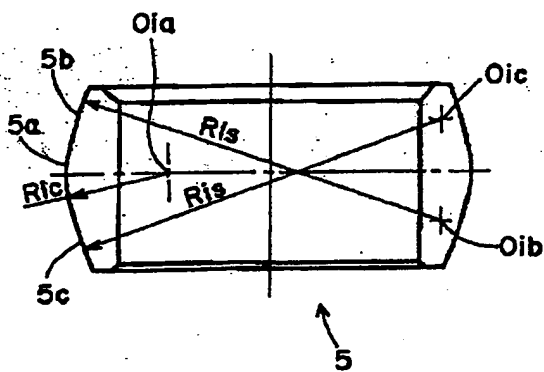
【図4】



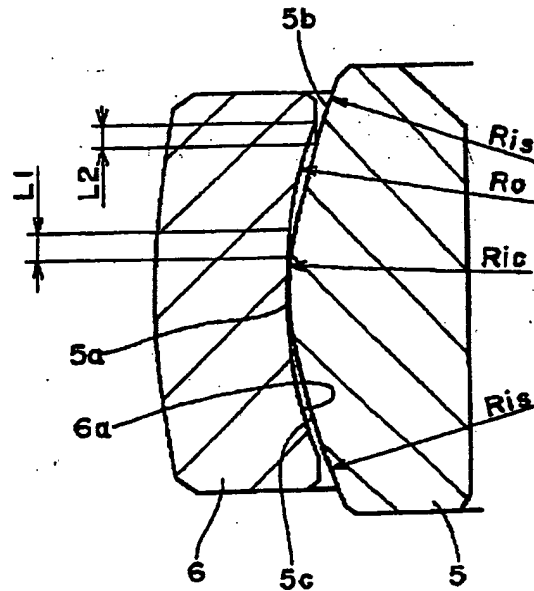
【図10】



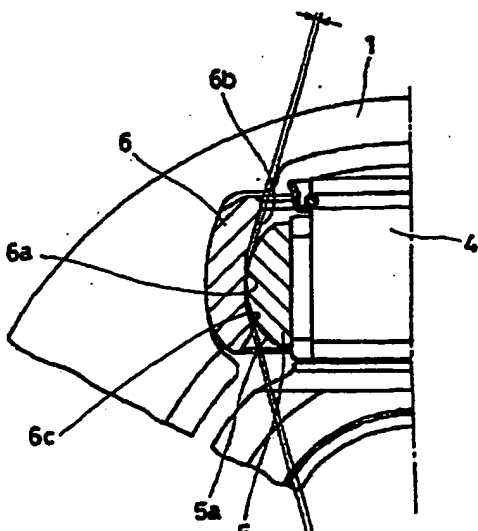
【図6】



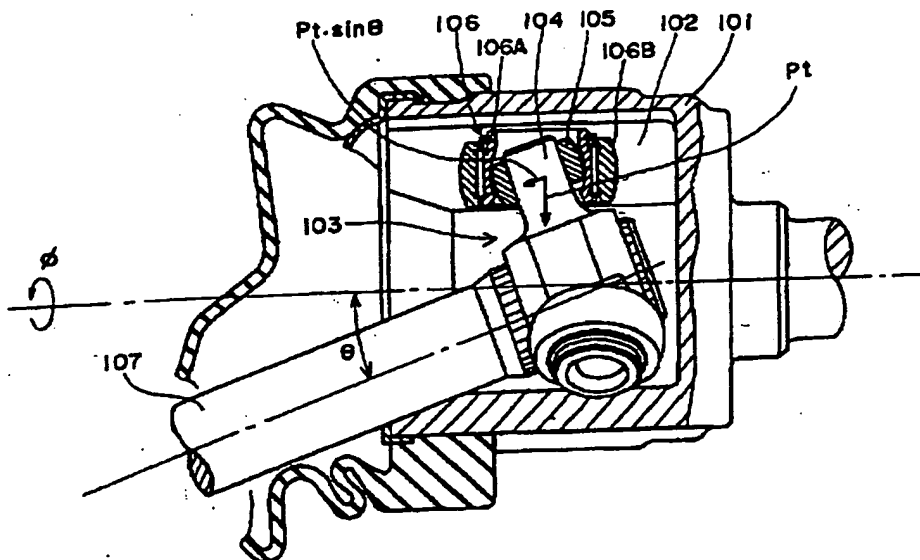
【図7】



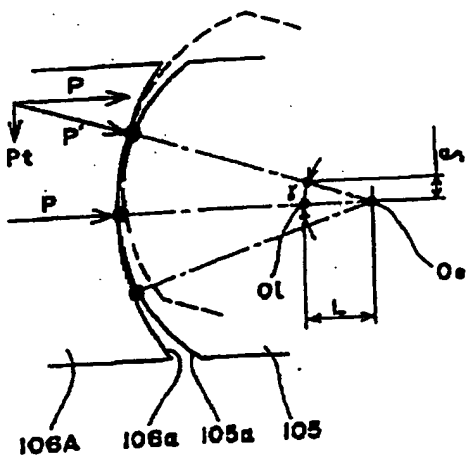
【図8】



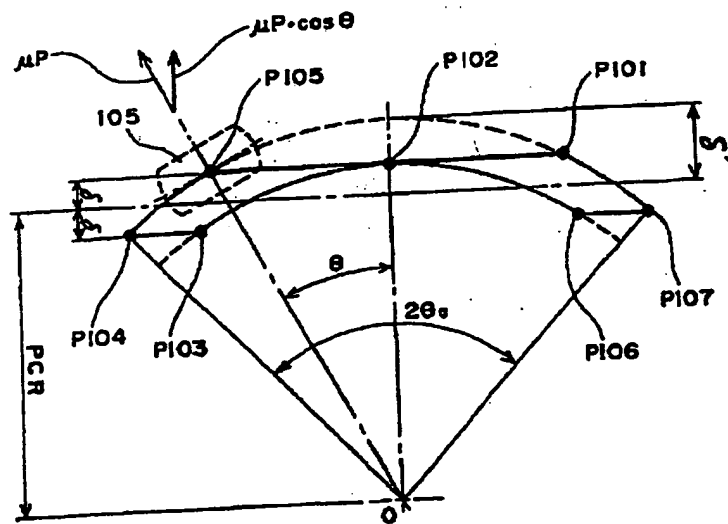
【図9】



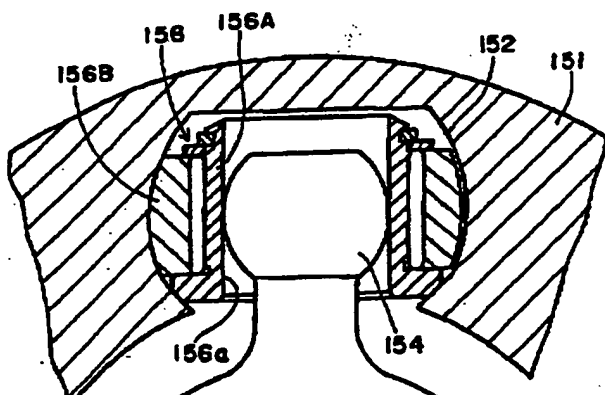
【図11】



【図12】



【図13】



(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平10-184716

(43)公開日 平成10年(1998)7月14日

(51) Int.Cl.⁶
F 1 6 D 3/205

識別記号

F I
F 1 6 D 3/20

M

審査請求 未請求 請求項の数8 OL (全 8 頁)

(21)出願番号 特願平9-298890

(22) 出願日 平成9年(1997)10月30日

(31)優先權主張番号 特願平8-292529

(32)優先日 平8(1996)11月5日

(33)優先権主張国 日本(JP)

(71)出題人 000003470

豊田工機株式会社

愛知県刈谷市朝日町1丁目1番地

(72) 発明者 横山 堅三

愛知県刈谷市朝日町1丁目1番地 豊田工
機株式会社内

(72)発明者 岡田 誠

愛知県刈谷市朝日町1丁目1番地 豊田工
機株式会社内

(72) 發明者 道德 一博

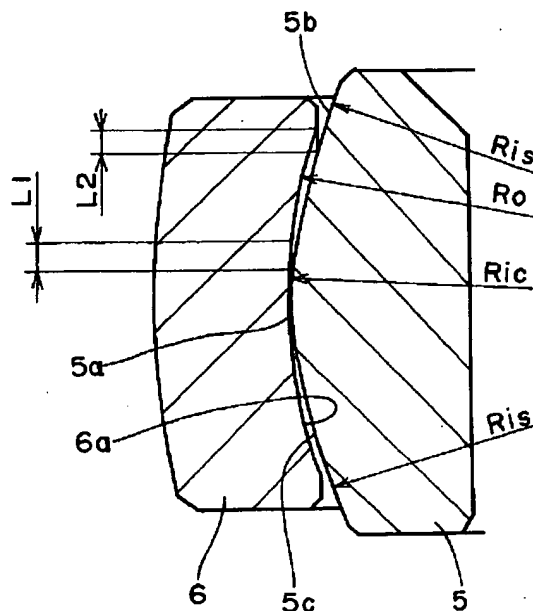
愛知県刈谷市朝日町1丁目1番地 豊田工
機株式会社内

(54)【発明の名称】 トリボード型等速ジョイント

(57) 【要約】

【課題】トラニオンに入れ子状に複数のローラが設けられるトリボード型等速ジョイントにおいて、駆動軸方向にスラスト力が誘起されるという問題があった。また大きなジョイント角となった場合に内側ローラ5が外側ローラ6に食い込むおそれがあった。

【解決手段】外側ローラ6の内周面6aの曲率半径を内側ローラ5の外周面中央部5aの曲率半径よりも大きくするとともに、トラニオンの軸方向における内側ローラ5と外側ローラ6との間の隙間を、これらのローラ5、6の中央部隙間し1よりも開口部隙間し2の方が小さくなるようにした。これにより、スラスト力が低減されるとともに、内側ローラ5が外側ローラ6に食い込むことがなくなった。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 内周に軸方向に複数の案内溝を有するアウト部材と、このアウト部材の内側に同軸的に配置され且つ前記各案内溝内に突出するように設けられたトラニオンを有するインナ部材と、前記各トラニオンに回転自在に入れ子状に複数設けられたローラとから構成されるトリボード型等速ジョイントにおいて、前記複数のローラのうち、外側に位置するローラの内周面の中央円弧部の曲率半径を、内側に位置するローラの外周面の中央円弧部の曲率半径よりも大きく形成するとともに、前記トラニオンの軸方向における前記外側に位置するローラと前記内側に位置するローラとの間の隙間をこれらのローラの中央部よりも開口部の方が小さくなるようにしたことを特徴とするトリボード型等速ジョイント。

【請求項2】 前記外側に位置するローラの内周面の中央部の曲率半径を R_o 、前記内側に位置するローラの外周面中央部の曲率半径を R_i 、前記アウト部材のピッチ円半径を PCR 、最大ジョイント角を θ_0 、前記内側に位置するローラの内周面に作用する摩擦力の摩擦係数を μ とすると、

$R_o > R_i + PCR(1 - \cos \theta_0) / \mu$
が成立することを特徴とする請求項1に記載のトリボード型等速ジョイント。

【請求項3】 前記外側に位置するローラの内周面の開口部は前記中央円弧部の両端に連なるテーパ面で形成されていることを特徴とする請求項1または2に記載のトリボード型等速ジョイント。

【請求項4】 前記内側に位置するローラの外周円弧面は一樣な曲率半径で形成されていることを特徴とする請求項3に記載のトリボード型等速ジョイント。

【請求項5】 前記内側に位置するローラの外周面の開口部の曲率半径はその中央部の曲率半径よりも大きく形成されるとともに、前記内側に位置するローラの外周面の開口部の曲率中心はその中央部の曲率中心よりも遠い側にオフセットすることを特徴とする請求項1または2に記載のトリボード型等速ジョイント。

【請求項6】 前記外側に位置するローラの内周面は一樣な曲率半径で形成されていることを特徴とする請求項5に記載のトリボード型等速ジョイント。

【請求項7】 前記外側に位置するローラの内周面は中央部が平坦に形成されるとともに開口部がテーパ面で形成されていることを特徴とする請求項1に記載のトリボード型等速ジョイント。

【請求項8】 前記内側に位置するローラの外周面は一樣な曲率半径で形成されていることを特徴とする請求項7に記載のトリボード型等速ジョイント。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、自動車等の駆動力伝達軸部に用いられるトリボード型等速ジョイントに関

するものである。

【0002】

【従来の技術】 一般にトリボード型等速ジョイントにおいては、ジョイント部が交差角を有する状態で使用される場合、アウト部材の案内溝とインナ部材の各トラニオンに設けられた球面ローラとの間に相対滑り現象が生じ、これが軸方向のスラスト力を誘起し、ひいては駆動軸に振動を発生させるという問題がある。

【0003】 このような問題を解決するために、例えば図9及び図10に示す特公昭57-13211号公報や図13に示す特公平7-117108号公報に記載のものが案出されている。上記のものにおいては、外側ローラ体106、156がアウト部材1に設けられた案内溝102、152に対して傾かないようにして外側ローラ体106、156と案内溝102、152との間に正しい転がり運動を生ずるようにし、スラスト力の発生や振動の発生等を防止するようにしている。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】 しかしながら、図9及び図10の等速ジョイントにおいては内側ローラ105の外周面105a及び外側ローラ106Bとともに外側ローラ体106を形成するホルダ106Aの内周面106aの曲率半径は理想的には同一であるが、この等速ジョイントを実際に製造する場合、内側ローラ105の外周面105aの曲率半径に比べてホルダ106Aの内周面106aの曲率半径の方が加工公差の分だけ若干大きくなるため、内側ローラ105とホルダ106Aとは完全な球面接触とはならない。それ故、この等速ジョイントにおいては完全にスラスト力の誘起を抑えることができない。

【0005】 ここで図11及び図12において、この等速ジョイントにスラスト力が誘起される理由を説明する。この種の等速ジョイントが通常使用されるジョイント角 θ_0 は5度程度である。図11では理解を助けるために、内側ローラ105の外周面105aの曲率半径とホルダ106Aの内周面106aの曲率半径との差がかなり極端に描かれている。

【0006】 図11はジョイント部が屈曲しつつ駆動軸107が回転している状態を示す。この時、内側ローラ105は、ホルダ106Aに対して加工公差による曲率半径の差Lだけ相対的に移動してホルダ106Aに接触する。この内側ローラ105とホルダ106Aとの接触点は、駆動軸107が1回転する間に周期的に移動する。

【0007】 ここで内側ローラ105がホルダ106Aに対して上方に移動した状態を考える。この時、内側ローラ105とホルダ106Aとの接触点には法線方向の荷重 P' が作用する。この荷重 P' は垂直方向の分力 P_t 及び水平方向の分力 P に分解することができる。以上の状態においては図12に示すように、トラニオン10

4と内側ローラ105との間には接触点における水平方向の分力Pに比例した摩擦力 μP (μ はトラニオン104と内側ローラ105との間における摩擦係数)が生じる。この摩擦力 μP の垂直方向の分力 $\mu P \cdot \cos \theta$ が分力 P_t よりも大きい時には、内側ローラ105はホルダ106Aに対して転がり運動を行い、それぞれの分力が等しくなる位置で相対滑りが生じる。なお、この分力 $\mu P \cdot \cos \theta$ は θ が十分小さい(約5度以下)ので、摩擦力 μP にほぼ等しい。従って、これ以降では単に摩擦力 μP で考える。

【0008】図12はジョイント角 θ_0 をもって駆動軸107が回転した場合のホルダ106Aに対する内側ローラ105の外周面105aの曲率中心O_iの運動を示すものである。この時、曲率中心O_iは、駆動軸107の軸心Oを中心に運動するとともにホルダ106Aに対して、P101, P102, P103, P104, P105, P102, P106, P107, P101の順に移動する。

【0009】図12においてホルダ106Aに対して内側ローラ105は、曲率中心O_iがアウタ部材1のピッチ円PC(半径PCR)を挟んで δ より内側の範囲(摩擦力 $\mu P >$ 分力 P_t)では転がり運動を行い(図の円弧部分)、曲率中心O_iがピッチ円PCから δ だけ離れた位置(摩擦力 $\mu P =$ 分力 P_t)では相対滑りが生じる(図の直線部分)。従って、この相対滑りが生じる範囲、即ちジョイント角を大きくとった場合にスラスト力が誘起されることが分かる。

【0010】また、図9からもジョイント角を大きくとった場合にスラスト力が誘起されることが分かる。図9において、分力 P_t の駆動軸107の軸方向成分 $P_t \cdot \sin \theta$ を考える。駆動軸方向に作用するこの成分 $P_t \cdot \sin \theta$ はスラスト力を誘起する要因の1つである。図7において、ジョイント角は θ_0 をとっている。ジョイント部の回転位相を ϕ とすると、 θ は $\theta_0 \cdot \cos \phi$ にほぼ等しいので、 $P_t \cdot \sin \theta = P_t \cdot \sin (\theta_0 \cdot \cos \phi)$ となり、スラスト力がジョイント角 θ_0 及び分力 P_t によって誘起される。

【0011】従って、この等速ジョイントにおいてジョイント角を大きくとった場合、スラスト力を誘起してしまい、駆動軸107に振動を発生させてしまうという問題があった。また悪路走行時などで、このジョイントが通常使用されるジョイント角 θ_0 よりも大きな角度をとった場合、外側ローラ6に対する内側ローラ5移動量が大きくなってしまふ。そのため、トルクを伝達する接触点以外の点で内側ローラ5と外側ローラ6とが当接し、内側ローラ5が外側ローラ6に食い込んでしまうという問題があった。

【0012】次に図13の等速ジョイントについて考える。この等速ジョイントはアウタ部材151に形成され

た案内溝152内を、ホルダ156Aと外側ローラ156Bとからなるローラ体156が転動する構成である。また、この等速ジョイントはトラニオン154自体が球状であり、このトラニオン154とホルダ156Aの円筒内周面156aとが接している。このため、図9の等速ジョイントのような分力 P_t は発生せず、スラスト力が増大することはない。

【0013】しかしこの等速ジョイントは、球状のトラニオン154自体が円筒内周面156aに接するため、上述したトラニオン104と内側ローラ105とが相対回転できる構成の図9のものとは異なり、球状のトラニオン154が常に同じ面で円筒内周面156aに接触している。このため大きなトルクが負荷された時には、トラニオン154とホルダ156Aとの間の面圧が高くなるとともにグリースの介入性が悪くなってしまい、接触点が焼きついてしまう恐れがあった。

【0014】

【課題を解決するための手段】本発明は上記の課題に鑑み、トリボッド型等速ジョイントがジョイント角を大きくとった時のスラスト力の誘起を抑えることを目的とするものである。本発明の請求項1に係る発明では、内周に軸方向に複数の案内溝を有するアウタ部材と、このアウタ部材の内側に同軸的に配置され且つ前記各案内溝内に突出するように設けられたトラニオンを有するインナ部材と、前記各トラニオンに回転自在に入れ子状に複数設けられたローラとから構成されるトリボッド型等速ジョイントにおいて、前記複数のローラのうち、外側に位置するローラの内周面の中央中央部の曲率半径を、内側に位置するローラの外周面の中央円弧部の曲率半径よりも大きく形成するとともに、前記トラニオンの軸方向における前記外側に位置するローラと前記内側に位置するローラとの間の隙間をこれらのローラの中央部よりも開口部の方が小さくなるようにした。

【0015】また本発明の請求項2に係る発明では、請求項1において、前記外側に位置するローラの内周面の中央部の曲率半径を R_o 、前記内側に位置するローラの外周面中央部の曲率半径を R_i 、前記アウタ部材のピッチ円半径をPCR、最大ジョイント角を θ_0 、前記内側に位置するローラの内周面に作用する摩擦力の摩擦係数を μ とすると、

$$R_o > R_i + PCR(1 - \cos \theta_0) / \mu$$

が成立するようにした。

【0016】また本発明の請求項3に係る発明では、請求項1または2において、前記外側に位置するローラの内周面の開口部は前記中央円弧部の両端にテーパ面で形成されるようにした。また本発明の請求項4に係る発明では、請求項3において、前記内側に位置するローラの外周円弧面は一樣な曲率半径で形成されるようにした。

【0017】また本発明の請求項5に係る発明では、請求項1または2において、前記内側に位置するローラの

外周面の開口部の曲率半径はその中央部の曲率半径よりも大きく形成されるとき、前記内側に位置するローラの外周面の開口部の曲率中心はその中央部の曲率中心よりも遠い側にオフセットするようにした。また本発明の請求項6に係る発明では、請求項5において、前記外側に位置するローラの内周面は一樣な曲率半径で形成されるようにした。

【0018】また本発明の請求項7に係る発明では、請求項1において、前記外側に位置するローラの内周面は中央部が平坦に形成されるときに開口部がテーパ面

【0019】

【発明の実施の形態】本発明の実施の形態を図1乃至図8に基づいて説明する。図1乃至図4は第1の実施の形態を示す。図1及び図2において、1はアウト部材、2はアウト部材1の内周面に軸方向に設けられた案内溝、3はアウト部材1の内側に同軸的に配置されたインナ部材、4はインナ部材3に設けられ案内溝2内に放射状に突出するトラニオン、PCはアウト部材1のピッチ円（半径PCR）である。また、内側ローラ5はニードル8を介してトラニオン4に回転自在に支承され、この内側ローラ5には外側ローラ6が案内溝2内を転動可能に外嵌されている。そして、インナ部材3は駆動軸7を介して車輪等につながり、アウト部材1はフランジ部1Aを介してエンジン等の動力装置側につながっている。

【0020】ここで図2に示すように、内側ローラ5の外周面5aは、ピッチ円PCとトラニオン4の軸とが交差する点に曲率中心Oiを持ち、曲率半径Riで構成されている。同じく図2に示すように、外側ローラ6の内周面中央部6aは、外周面5aの曲率中心Oiにおけるピッチ円PCの接線上で且つ外周面5aの曲率中心Oi*

$$\delta = L \cdot \sin \gamma = (R_o - R_i) \sin \gamma \cdots (a)$$

となる。

【0024】一方、図12より、

$$(PCR + \delta') \cos \theta_0 = PCR - \delta$$

の関係が成立する。ここで、 δ はピッチ円半径PCRに比べて十分小さいから、

$$(PCR + \delta') \cos \theta_0 = PCR \quad \times 40$$

$$(R_o - R_i) \sin \gamma > PCR (1 - \cos \theta_0)$$

$$R_o > R_i + PCR (1 - \cos \theta_0) / \sin \gamma \cdots (c)$$

となる。

【0026】また全ての範囲で転がり運動を行うことは、常に摩擦力 μP の方が分力Ptよりも大きいことを意味するので、

$$\mu P > P_t = P \cdot \tan \gamma$$

★

$$R_o > R_i + PCR (1 - \cos \theta_0) / \mu \cdots (e)$$

が成立すれば、全ての範囲で転がり運動を行うようになり、スラスト力の誘起を抑えることができる。式(e)☆50

*よりも遠い位置に曲率中心Ooを持ち、外周面5aの曲率半径Riよりも大きい曲率半径Roで構成されている。また外側ローラ6の内周面には、中央部6aを挟むように内側ローラ5の外周面5aとの間に隙間を設けてテーパ面6b、6cが形成されている。

【0021】ここで図3において、内側ローラ5と外側ローラ6との接触点について考える。発明が解決しようとする課題の項でも述べたように、内側ローラ5と外側ローラ6との接触点には法線方向の荷重P'が作用する。この荷重P'は垂直方向の分力Ptと水平方向の分力Pとに分解できる。また図3において、内側ローラ5の外周面5aの曲率中心Oiは、外側ローラ6に対し、外側ローラ6の内周面中央部6aの曲率中心Ooを中心に角度 γ の範囲内を動く。

【0022】図2及び図3によれば、内側ローラ5の外周面5aの曲率半径Riよりも外側ローラ6の内周面中央部6aの曲率半径Roの方が加工公差以上に大きくなっているため、垂直方向の分力Ptは前述した従来のものよりも小さくなること分る。前述したように、この分力Ptはスラスト力を誘起する要因の1つであるので、従来のものに比べスラスト力を小さく抑えることができる。

【0023】ここで、曲率半径Ri、Roをどの程度に設定するのが適当かを検討する。前述したように、図12の直線部分において相対滑りを生じるため、スラスト力が誘起される。従って、図12の直線部分をなくせば、スラスト力の誘起を抑えることができる。図11より、外側ローラ6に対して内側ローラ5が転がり運動を行う範囲 δ は、外側ローラ6の内周面中央部6aの曲率中心Ooを中心として角度 γ の範囲内である。 γ は十分小さいので、内側ローラ5の外周面5aの曲率中心Oiは図11においてほぼ直線的に上下動する。従って、

※と近似できる。従って、

$$\delta' = PCR (1 - \cos \theta_0) \cdots (b)$$

となる。

【0025】式(a)及び式(b)より、 $\delta > \delta'$ となれば全ての範囲で転がり運動を行うようになるから、

★であり、且つ γ が十分小さいから、

$$\mu > \tan \gamma = \sin \gamma \cdots (d)$$

となる。

【0027】従って、式(c)及び式(d)より、

☆が成立する時、内側ローラ5と外側ローラ6との間に相対滑りは生じない。この時、内側ローラ5の外周面5a

の曲率中心 O_i は、駆動軸7の軸心 O を中心に、外側ローラ6に対して図4に示す円弧 P_1 、 P_2 、 P_3 上を往復運動する。

【0028】ここで、外側ローラ6の内周面に設けられたテーパ面6b、6cについて説明する。このテーパ面6b、6cは、悪路走行時などでこのジョイントが通常使用される角度 θ_0 よりも大きな角度をとった場合に内側ローラ5が外側ローラ6へ食い込むことを防止するために設けられている。このような場合、外側ローラ6に対する内側ローラ5の相対移動量が大きくなるが、テーパ面6b、6cにて内側ローラ5と外側ローラ6との相対移動量が規制される。このことにより、トルクを伝達するための接触点以外の点で内側ローラ5と外側ローラ6とが当接しないようにし、内側ローラ5が外側ローラ6に食い込むことを防止している。

【0029】次に第2の実施の形態を図5に示す。第1の実施の形態とほぼ同じ構成であるので、第1の実施の形態と同一符号を付している。図5に示すように第2の実施の形態では、曲率半径 R_o を持つ外側ローラ6の内周面中央部6aの曲率中心 O_o がトラニオン4の軸線上に位置するとともに、曲率半径 R_i を持つ内側ローラ5の外周面5aの曲率中心 O_i がトラニオン4の軸線上から近い側にオフセットして位置している。

【0030】次に第3の実施の形態を図6及び図7に示す。第3の実施の形態は、基本的には第1及び第2の実施の形態と同様であるため、図6では内側ローラ5のみを示した図で、また図7では内側ローラ5及び外側ローラ6の要部のみを拡大した図で説明する。第3の実施の形態では、外側ローラ6の内周面6aを一樣な曲率半径 R_o で形成し、内側ローラ5の外周面を曲率半径 R_{ic} の中央円弧部5a及び曲率半径 R_{is} のサイド円弧部5b、5cで形成した点が、第1及び第2の実施の形態とは異なる。すなわち図6に示すように、内側ローラ5のサイド円弧部5b、5cの曲率中心 O_{ib} 及び O_{ic} は、中央円弧部5aの曲率中心 O_{ia} よりもトラニオン4の径方向及び軸方向にて遠い位置にオフセットし、中央円弧部5aとなめらかにつながっている。また図示しないが、内側ローラ5と外側ローラ6との間には、従来のものと同様、トラニオン4の径方向に若干のクリアランス L が介在する。

【0031】上記の構成によれば、通常使用されるジョイント角 θ_0 ではスラスト力の誘起を抑えることができる。また上記の構成によれば、図7に示すように、内側ローラ5の外周面5a～5cと外側ローラ6の内周面6aとの間には、トラニオン4の軸方向に中央部隙間 L_1 及び開口部隙間 L_2 ができる。

【0032】ここで、外側ローラ6の内周面6aを一樣な曲率半径 R_o で形成し、内側ローラ5の外周面を曲率半径 R_{ic} の中央円弧部5a及びこの曲率半径 R_{ic} よりも大きい曲率半径 R_{is} のサイド円弧部5b、5cで

形成しているため、中央部隙間 L_1 及び開口部隙間 L_2 は、開口部隙間 L_2 の方が小さくなる。(なお第1及び第2の実施の形態では、テーパ面6b、6cにより開口部隙間の方が小さくなっている。)

これにより、悪路走行時などでこのジョイントが通常使用される角度 θ_0 よりも大きな角度をとった場合、外側ローラ6の開口端部で内側ローラ5のサイド円弧部5b、5cと外側ローラ6の内周面6aとが当接するようになっているため、内側ローラ5が外側ローラ6へ食い込まないようにしている。

【0033】また第3の実施の形態によれば、内側ローラ5の外周面に複合曲面を加工するため、外側ローラ6の内周面に複雑な加工を施す必要のある第1及び第2の実施の形態に比べ、製造コストを低減することができる。次に第4の実施の形態を図8に示す。第4の実施の形態は、基本的には第1及び第2の実施の形態と同じであるが、外側ローラ6の内周面を円筒面6a(曲率半径 R_o が無量大)で形成した点で異なる。その他の構成については第1及び第2の実施の形態と同一符号を付している。

【0034】以上の構成によれば、分力 P_t は作用しないのでスラスト力を抑えることができる。また、トラニオン4と内側ローラ5とが相対回転できるので、図13のものに比べ、グリースの介入性も良く、良好な潤滑性が得られる。

【0035】

【発明の効果】本発明に係るトリボッド型等速ジョイントによれば、スラスト力の誘起を抑えることができ、ひいては駆動軸の振動の発生を抑えることができるという効果を奏する。また内側ローラが外側ローラに食い込むことを防止することができるという効果を奏する。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1の実施の形態の全体構成を示す縦断面図である。

【図2】本発明の第1の実施の形態の横断面図である。

【図3】本発明の第1の実施の形態の内側ローラと外側ローラとの接触点を示す図である。

【図4】本発明の第1の実施の形態の外側ローラに対する内側ローラの外周面の曲率中心の運動を示す図である。

【図5】本発明の第2の実施の形態の横断面図である。

【図6】本発明の第3の実施の形態の内側ローラの横断面図である。

【図7】本発明の第3の実施の形態の内側ローラ及び外側ローラの横断面図である。

【図8】本発明の第4の実施の形態の横断面図である。

【図9】従来の技術に係るトリボッド型等速ジョイントの全体構成を示す縦断面図である。

【図10】図7の横断面図である。

【図11】図7の内側ローラと外側ローラ体との接触点

を示す図である。

【図12】図7の外側ローラ体に対する内側ローラの外周面の曲率中心の運動を示す図である。

【図13】他の従来の技術に係る横断面図である。

【符号の説明】

- 1 アウタ部材
- 2 案内溝
- 3 インナ部材
- 4 トラニオン
- 5 内側ローラ
- 6 外側ローラ
- 7 駆動軸

PC アウタ部材のピッチ円

Ri 内側ローラの外周面の曲率半径

Oi 内側ローラの外周面の曲率中心

Ro 外側ローラ体の内周面の曲率半径

Oo 外側ローラ体の内周面の曲率中心

PCR アウタ部材のピッチ円の半径

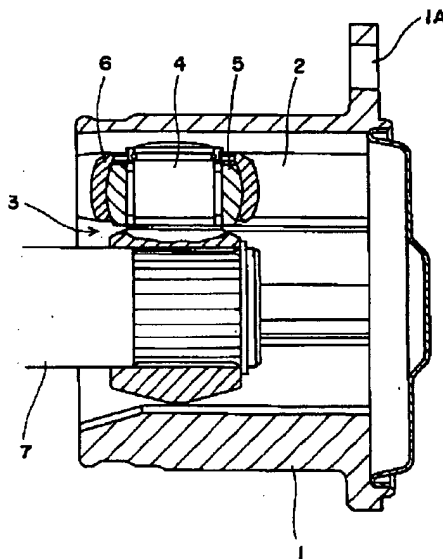
θ 通常使用されるジョイント角

ϕ 回転位相

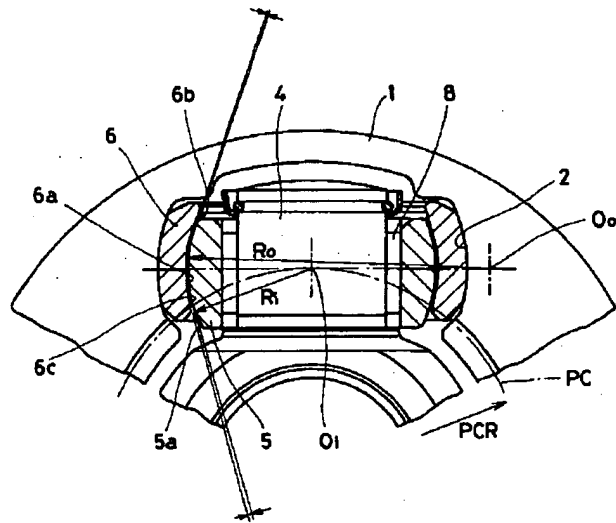
μ トラニオンと内側ローラとの間の摩擦係数

10 Pt 内側ローラと外側ローラとの接触点に作用する垂直方向の分力

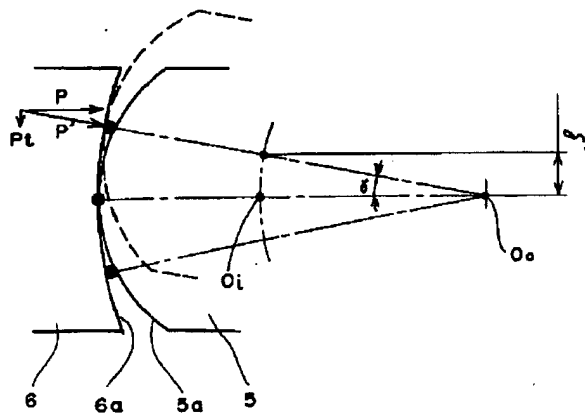
【図1】



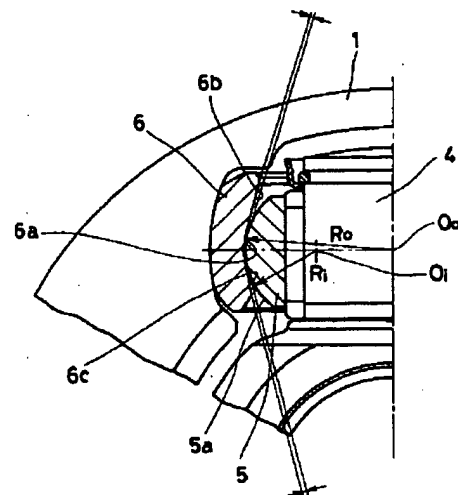
【図2】



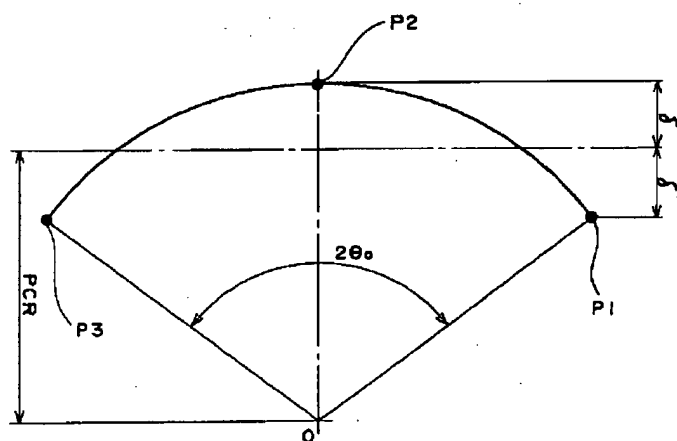
【図3】



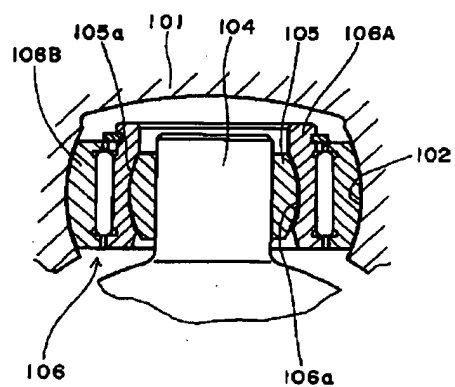
【図5】



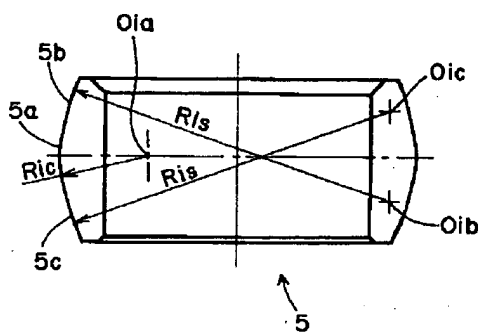
【図4】



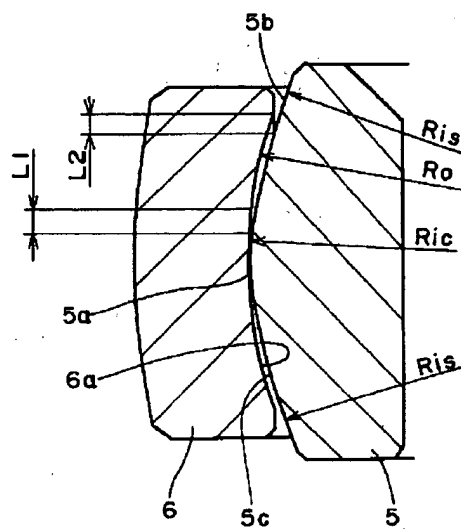
【図10】



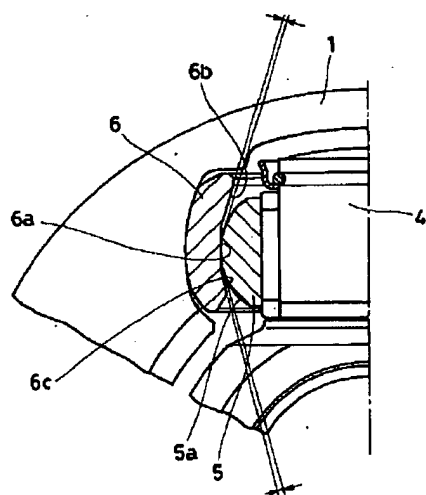
【図6】



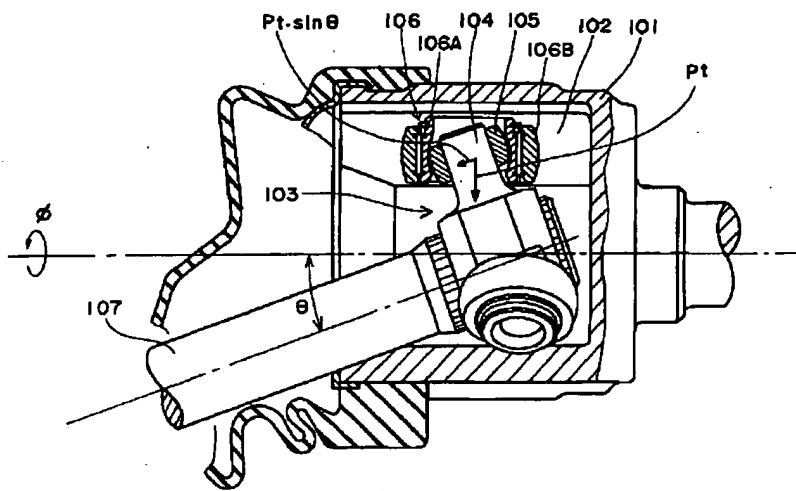
【図7】



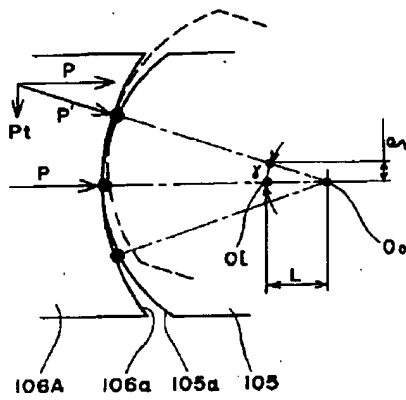
【图8】



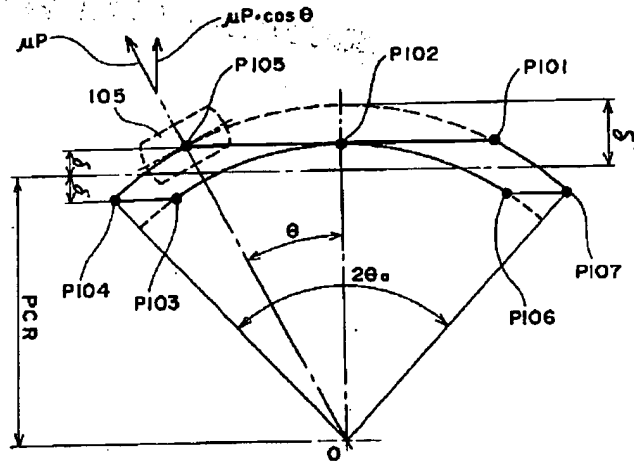
【図9】



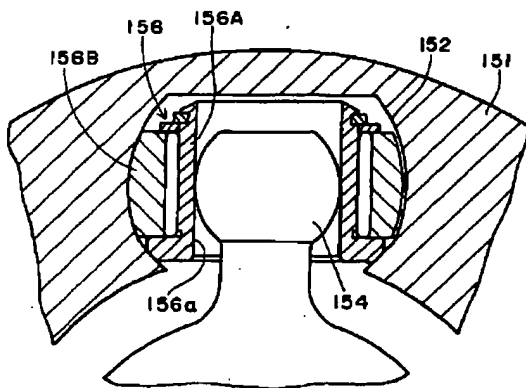
【図11】



【図12】



【図13】



PTO 03-4815

CY=JA DATE=10184716 KIND=A
PN=10-184716

TRIPOD TYPE CONSTANT VELOCITY JOINT
[TORIPO-DO KATA TOSOKU JOINTO]

Kenzo Yokoyama, et al.

UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE
Washington, D.C. August 2003

Translated by: FLS, Inc.

PUBLICATION COUNTRY	(19): JP
DOCUMENT NUMBER	(11): 10184716
DOCUMENT KIND	(12): A
PUBLICATION DATE	(43): 19980714
PUBLICATION DATE	(45):
APPLICATION NUMBER	(21): 09298890
APPLICATION DATE	(22): 19971030
ADDITION TO	(61):
INTERNATIONAL CLASSIFICATION	(51): F16D 3/205; F16D 3/20
DOMESTIC CLASSIFICATION	(52):
PRIORITY COUNTRY	(33): JA
PRIORITY NUMBER	(31): 08292529
PRIORITY DATE	(32): 19961105
INVENTOR	(72): YOKOYAMA; KENZO, ET AL.
APPLICANT	(71): TOYODA MACHINE WORKS, LTD.
TITLE	(54): TRIPOD TYPE CONSTANT VELOCITY JOINT
FOREIGN TITLE	[54A]: TORIPO-DO KATA TOSOKU JOINTO

(54) [Title of the Invention] Tripod Type Constant Velocity Joint /1*

[Claims] /2

[Claim 1] A tripod type constant velocity joint composed of an outer member having a plurality of guide grooves in the axial direction on the inner periphery, an inner member having a trunnion provided so as to be arranged coaxially on the inside of this outer member and projecting into each of the aforesaid guide grooves, and a plurality of rollers provided on each aforesaid trunnion like a nest to freely rotate; said tripod type constant velocity joint characterized by forming the curvature radius of the middle arc portion of the inner peripheral surface of the roller positioned on the outside larger than the curvature radius of the middle arc portion of the inner peripheral surface of the roller positioned on the inside, and at the same time, making the gap between the aforesaid roller positioned on the outside and the aforesaid roller position on the inside, in the axial direction of the aforesaid trunnion, smaller at the opening portion than at the middle portion of these rollers.

[Claim 2] The tripod type constant velocity joint of Claim 1 characterized by $R_o > R_i + PCR(1 - \cos\theta_0) / \mu$ being established, assuming the curvature radius of the middle portion on the inner peripheral surface of the aforesaid roller positioned on the outside is **R_o** , the curvature radius of the middle portion of the outer peripheral surface of the aforesaid roller positioned on the inside is **R_i** , the pitch circle radius of the aforesaid outer member is **PCR** , the maximum joint angle is **θ_0** , and the frictional coefficient of the frictional force acting on the inner peripheral

* Number in the margin indicates pagination in the foreign text.

surface of the aforesaid roller positioned on the inside is μ .

[Claim 3] The tripod type constant velocity joint of Claim 1 or 2 characterized by the opening portion on the inner peripheral surface of the aforesaid roller positioned on the inside being formed with a tapered face extending to both ends of the aforesaid middle arc portion.

[Claim 4] The tripod type constant velocity joint of Claim 3 characterized by the outer peripheral arc face of the aforesaid roller positioned on the inner surface being formed with a uniform curvature radius.

[Claim 5] The tripod type constant velocity joint of Claim 1 or 2 characterized by the curvature radius of the opening portion on the outer peripheral surface of the aforesaid roller positioned on the inside being formed larger than the curvature radius of the middle portion thereof, and at the same time, the curvature center of the opening portion on the outer peripheral surface of the aforesaid roller positioned on the outside being offset farther than the curvature center of the middle portion thereof.

[Claim 6] The tripod type constant velocity joint of Claim 5 characterized by the inner peripheral surface of the aforesaid roller positioned on the outside being formed with a uniform curvature radius.

[Claim 7] The tripod type constant velocity joint of Claim 1 characterized by the middle portion on the inner peripheral surface of the aforesaid roller positioned on the outside being formed flat, and at the same time, the opening portion being formed with a tapered face.

[Claim 8] The tripod type constant velocity joint of Claim 7 characterized by the outer peripheral surface of the aforesaid roller

positioned on the inside being formed with a uniform curvature radius.

[Detailed Specifications]

[0001] [Technical Field of the Invention]

The present invention relates to a tripod type constant velocity joint used in drive force-transmitting shafts of automobiles, etc.

[0002] [Prior Art]

When a tripod type constant velocity joint is generally used where its joint part has an angle of intersection, a relative sliding phenomenon between the guide groove of the outer member and the spherical roller provided in each trunnion of the inner member is generated, inducing a thrust force in the axial direction, and thus, causing the drive shaft to vibrate.

[0003] For example, the tripod type constant velocity joints described in Tokko Nos. 57-13211 (shown in Figs. 9 and 10) and 7-117108 (shown in Fig. 13) have been contrived to solve such a problem. In the above-mentioned tripod type constant velocity joints, with no outside roller bodies **106** and **156** tilting into the guide grooves **102** and **152** provided in an outer member **1**, a positive rolling motion is generated between the outside roller bodies **106** and **156** and guide grooves **102** and **152** to prevent thrust force, vibration, and the like from being generated.

[0004] [Problems to be Solved by the Invention]

The curvature radii of the outer peripheral surface **105a** of the inner roller **105** and the inner peripheral surface **106a** of the outside roller **106B** and the holder **106A** which forms the outside roller body **106** in the constant velocity joint in Figs. 9 and 10 are ideally the same, but if

this constant velocity joint is manufactured in reality, the curvature radius of the inner peripheral surface **106a** of the holder **106A** is somewhat larger than the curvature radius of the outer peripheral surface **105a** of the inner roller **105** by as much an amount corresponding to the machining tolerance; hence, a perfectly spherical contact is not formed between the inner roller **105** and the holder **106A**, and so, induction of the thrust force of this constant velocity joint cannot be completely suppressed.

[0005] The reason why thrust force is induced by such a constant velocity joint in Figs. 11 and 12 will now be explained. The joint angle θ conventionally used for such a constant velocity joint is about 5 degrees. To assist in comprehending this by way of Figure 11, the difference between the curvature radius of the outer peripheral surface **105a** of the inner roller **105** and that of the inner peripheral surface **106a** and the holder **106A** is drawn to show quite extreme details.

[0006] Figure 11 shows a state in which a drive shaft **107** turns when the joint portion is bent. The inner roller **105** at this time moves relative to the holder **106A** by the length **L** of the curvature radius using the machining tolerance and then comes in contact with that holder **106A**. The contact point between this inner roller **105** and the holder **106A** moves periodically as the drive shaft **107** turns once.

[0007] A state in which the inner roller **105** moves to above the holder **106A** will now be considered. Now a load **P'** acts on the contact point between the inner roller **105** and the holder **106A** in the normal direction. This load **P'** may be broken down into a vertical component of force **P_t**

and a horizontal component of force **P**. In the embodiment above, as shown in Fig. 12, a frictional force μP proportional to the horizontal /3 component of force **P** (μ is the coefficient of friction between the trunnion **104** and the inner roller **105**) is generated at the contact point between a trunnion **104** and the inner roller **105**. When the vertical frictional force $\mu P \cdot \cos \theta$ of this frictional force μP is larger than the component of force **P_t**, the inner roller **105** undergoes a rolling motion to the holder **106A**, resulting in a relative sliding at a position where the respective components of force become equal. Moreover, since this component of friction $\mu P \cdot \cos \theta$ is small enough (about 5 degrees or less), it is substantially equal to the frictional force μP , so it will be assumed to simply be the frictional force μP .

[0008] Figure 12 shows the motion of the center of curvature **O_i** of the outer peripheral surface **105a** of the inner roller **105** to the outside roller body **106** when the drive shaft **107** having the shaft center **O** turns. At this time, the center of curvature **O_i** moves about the shaft center **O** of the drive shaft **107**, and at the same time, it moves to the inner peripheral surface **106a** along P101, P102, P103, P104, P105, P102, P106, P107 and P101, in that order.

[0009] According to Fig. 12, the center of curvature **O_i** of the inner roller **105** undergoes a rolling motion to the holder **106A** further inside by δ , with the pitch circle **PC** (radius **PCR**) of the outer member **1** (frictional force $\mu P >$ component of force **P_t**) therebetween, and thus, a relative sliding is generated at a position where the center of curvature **O_i** is set apart

from the pitch circle **PC** by δ (frictional force μP = component of force **Pt**; linear in the drawing). Therefore, it is seen that a thrust force is induced when the range in which this relative sliding is generated, i.e., the joint angle is increased.

[0010] Moreover, it also is seen from Fig. 9 that a thrust force is induced when the joint angle is increased. An axial direction component **Pt·sinθ** of the drive shaft **107** of the component of force **Pt** is regarded in Fig. 9. This component **Pt·sinθ** acting in the direction of the drive shaft is one factor for inducing a thrust force. In Fig. 7, the joint angle is θ_0 . Assuming the turning phase of the joint portion is ϕ , θ is substantially equal to $\theta_0 \cdot \cos \phi$; hence,

$$Pt \cdot \sin \theta = Pt \cdot \sin (\theta_0 \cdot \cos \phi)$$

so a thrust force is induced by the joint angle θ_0 and the component of force **Pt**.

[0011] Therefore, when the joint angle of this constant velocity joint is increased, there was a problem because the drive shaft **107** vibrated due to induction of a thrust force. Moreover, if the angle of this joint is larger than the joint angle θ_0 when an automobile travels over poor roads or the like, the amount an inside roller **5** travels to the outside roller **6** increases. Therefore, the inside roller **5** abuts against the outside roller **6** at a point excepting the contact point where the torque is propagated, and there was a problem because the inside roller **5** bites into the outside roller **6**.

[0012] The constant velocity joint in Fig. 13 is regarded next. This constant velocity joint is composed of a roller body **156** comprising a holder **156A** and an outside roller **156B** which rolls inside the guide groove **152** formed on the outer member **151**. Moreover, the trunnion **154** itself of this constant velocity joint is spherical, so this trunnion **154** touches the cylindrical inner peripheral surface **156** of the holder **156A**. Thus, no component of force **Pt** is generated as in the constant velocity joint in Fig. 9, and the thrust force does not increase.

[0013] However, since the trunnion **154** itself touches the cylindrical inner peripheral surface **156a**, this constant velocity joint differs from the one in Fig. 9 having a construction in which the aforementioned trunnion **104** and inner roller **105** are able to turn relatively, while the spherical trunnion **154** always comes in contact with the cylindrical inner peripheral surface **156s** on the same surface. Thus, when a large torque load was applied, the surface pressure between the trunnion **154** and the holder **156A** increased, and at the same time, the intervention of grease worsened and there was the risk that it could burn at the contact point.

[0014] [Means for Solving the Problems]

In view of the above-mentioned problems, the object of the present invention is to keep a thrust force from being induced when the joint angle of the tripod type constant velocity joint increased. According to the invention of claim 1 of the present invention, in a tripod type constant velocity joint composed of an outer member having a plurality of guide grooves in the axial direction on the inner periphery, an inner

member having a trunnion provided so as to be arranged coaxially on the inside of this outer member and projecting into each of the aforesaid guide grooves, and a plurality of rollers provided on each aforesaid trunnion like a nest to freely rotate; the curvature radius of the middle arc portion of the inner peripheral surface of the roller positioned on the outside was formed larger than the curvature radius of the middle arc portion of the inner peripheral surface of the roller positioned on the inside, and at the same time, the gap between the aforesaid roller positioned on the outside and the aforesaid roller positioned on the inside, in the axial direction of the aforesaid trunnion, was smaller at the opening portion than at the middle portion of these rollers.

[0015] Moreover, according to the aspect of Claim 2 of the present invention, in Claim 1, $R_o > R_i + PCR(1 - \cos \theta_0) / \mu$ was established, assuming the curvature radius of the middle portion on the inner peripheral surface of the aforesaid roller positioned on the outside is **R_o** , the curvature radius of the middle portion of the outer peripheral surface of the aforesaid roller positioned on the inside is **R_i** , the pitch circle radius of the aforesaid outer member is **PCR** , the maximum joint angle is **θ_0** , and the frictional coefficient of the frictional force acting on the inner peripheral surface of the aforesaid roller positioned on the inside is **μ** .

[0016] Further, according to the aspect of Claim 3 of the present invention, in Claim 1 or 2, the opening portion on the inner peripheral surface of the aforesaid roller position on the inside being formed with a tapered faced at both ends of the aforesaid middle arc portion. Moreover, according to the aspect of Claim 4 of the present invention, in Claim

3, the outer peripheral arc face of the aforesaid roller positioned on the inner surface was formed with a uniform curvature radius.

[0017] Further, according to the aspect of Claim 5 of the present invention, in Claim 1 or 2, the curvature radius of the opening portion on the outer peripheral surface of the aforesaid roller positioned /4 on the inside was formed larger than the curvature radius of the middle portion thereof, and at the same time, the curvature center of the opening portion on the outer peripheral surface of the aforesaid roller positioned on the outside was offset farther than the curvature center of the middle portion thereof. Moreover, according to the aspect of claim 6 of the present invention, in Claim 5, the inner peripheral surface of the aforesaid roller positioned on the outside was formed with a uniform curvature radius.

[0018] Further, according to the aspect of Claim 7 of the present invention, in Claim 1, the middle portion on the inner peripheral surface of the aforesaid roller positioned on the outside being formed flat, and at the same time, the opening portion was formed with a tapered face. Moreover, according to the aspect of Claim 8 of the present invention, in Claim 7, the outer peripheral surface of the aforesaid roller positioned on the inside was formed with a uniform curvature radius.

[0019] [Embodiments of the Invention]

The embodiments of the present invention will be described on the basis of Figs. 1 to 8. Figures 1 to 4 show the 1st embodiment. **1** in Figs. 1 and 2 is an outer member; **2** is a guide groove provided in the axial direction on the inner peripheral surface of the outer member **1**; **3** is an inner member arranged coaxially on the inside of the outer member **1**;

4 is a trunnion projecting radially into the guide groove **2** provided in the inner member **3**; and **PC** is a pitch circle (radius **PCR**) of the outer member **1**. Moreover, the inside roller **5** is supported removably and to freely rotate by the trunnion **4** by way of a needle **8**, and the outside roller **6** is fitted over this inside roller **5** to freely roll into the guide groove **2**. Thence, the inner member **3** is connected to a wheel or the like by way of the drive shaft **7**, and the outer member **1** is connected to a power unit side for an engine or the like by way of a flange portion **1A**.

[0020] As shown in Fig. 2 here, the inner peripheral surface **5a** of the inside roller **5** has the center of curvature **Oi** at the point where the pitch circle **PC** intersects the shaft of the trunnion **4**, and is composed of a curvature radius **Ri**. Similarly, as shown in Fig. 2, the inner peripheral surface middle portion **6a** of the outside roller **6** has a center of curvature **Oo** in a position on the tangent of the pitch circle **PC** at the center of curvature **Oi** of the inner peripheral surface **5a** and at a position farther than the center of curvature **Oi** of the inner peripheral surface **5a**, and it is composed of a curvature radius **Ro** larger than the curvature radius **Ri** of the inner peripheral surface **5a**. Moreover, tapered faces **6b** and **6c** are formed on the inner peripheral surface of the outside roller **6** by providing a gap between it and the inner peripheral surface **5a** of the inside roller **5**, with the middle portion **6a** therebetween.

[0021] The contact point between the inside roller **5** and the outside roller **6** will now be regarded as in Fig. 3. And as also mentioned in the paragraph 'Problems to be Solved by the Invention,' the load **P** in

the normal direction acts on the contact point between the inside roller **5** and the outside roller **6**. This load **P'** can be broken down into the vertical component of force **P_t** and the horizontal component of force **P**. Moreover, the center of curvature **O_i** of the inner peripheral surface **5a** of the inside roller **5** acts on the outside roller **6** about the center of curvature **O_o** of the inner peripheral surface middle portion **6a** of the outside roller **6** and within the range of the angle γ .

[0022] According to Figs. 2 and 3, the curvature radius **R_o** of the inner peripheral surface middle portion **6a** of the outside roller **6** is increased over the curvature radius **R_i** of the inner peripheral surface **5a** of the inside roller **5** by at least the machining tolerance; hence, it is seen that the vertical component of force **P_t** is smaller than in the aforementioned configuration. As mentioned before, this component of force **P_t** is one factor for inducing a thrust force; hence, the thrust force can be kept lower than in a conventional joint.

[0023] Setting proper curvature radii **R_i** and **R_o** will now be examined. As mentioned previously, since relative sliding is generated along the linear part in Fig. 12, a thrust force is induced. Therefore, by eliminating the linear part in Fig. 12, the thrust force can be kept from being induced. According to Fig. 11, the range δ in which the inside roller **5** undergoes the sliding motion to the outside roller **6** is within the range of the angle γ about the center of curvature **O_o** of the inner peripheral surface middle portion **6a** of the outside roller **6**. Since γ is small enough, the center of curvature **O_i** of the inner peripheral surface **5a** of the inside

roller 5 moves up and down substantially linearly in Figure 11. Therefore,

$$\delta = L \cdot \sin \gamma = (R_o - R_i) \sin \gamma \quad (a)$$

[0024] Meanwhile, according to Figure 12, the relationship:

$$(PCR + \delta') \cos \theta_0 = PCR - \delta$$

is established. Since δ is now small enough as compared to the pitch circle radius **PCR**, $(PCR + \delta') \cos \theta_0 = PCR$ can be assumed.

Therefore, we get $\delta' = (1 - \cos \theta_0)$ (b)

[0025] If $\delta > \delta'$ according to equations (a) and (b), then the inside roller undergoes the rolling motion over the total range. Hence we get

$$\begin{aligned} \sin \gamma &= (R_o - R_i) > PCR(1 - \cos \theta_0) \\ R_o &> R_i + PCR(1 - \cos \theta_0) / \sin \gamma \end{aligned} \quad (c).$$

[0026] Moreover, undergoing a rolling motion over the total range means that the frictional force μP is always larger than the component of force **Pt**; hence,

$\mu P > P_t = P \cdot \tan \gamma$, and since γ is small enough, we get

$$\mu > \tan \gamma = \sin \gamma. \quad (d).$$

[0027] Therefore according to equations (c) and (d),

$$R_o > R_i + PCR(1 - \cos \theta_0) / \mu \quad (e)$$

is established; hence, the inside roller undergoes the rolling motion over the total range and a thrust force may be kept from being induced. If equation (e) is established, the relative sliding between the inside roller 5 and the outside roller 6 does not occur, and at this time, the center of curvature **O_i** of the inner peripheral surface **5a** of the inside roller 5 moves reciprocally to the outside roller 6 about the center /5 of axis **O** of the drive shaft 7 and over the arcs **P1**, **P2** and **P3** shown in

Fig. 4.

[0028] The tapered faces **6b** and **6c** provided on the inner peripheral surface of the outside roller **6** will now be described. These tapered faces **6b** and **6c** are provided to prevent the inside roller **5** from biting into the outside roller **6** when this joint forms a larger angle than the angle **θ0** used conventionally. In such a case, the relative amount that the inside roller **5** travels to the outside roller **6** is increased, but the relative amount that the inside roller **5** and outside roller **6** travel is controlled by the tapered faces **6b** and **6c**. Thus, the inside roller **5** does not abut against the outside roller **6** at a point excepting the contact point for propagating torque, and the inside roller **5** is prevented from biting into the outside roller **6**.

[0029] A 2nd embodiment is shown in Fig. 5 next. Since this embodiment is substantially the same as the 1st embodiment, the same codes of the 1st embodiment are applied to it. In the 2nd embodiment shown in Fig. 5, the center of curvature **Oo** of the inner peripheral surface middle portion **6a** of the outside roller **6** having the curvature radius **Ro** is positioned on the axis of the trunnion **4**, and at the same time, the center of curvature **Oi** of the inner peripheral surface **5a** of the inside roller **5** having the curvature radius **Ri** is offset and positioned on and nearer the axis of the trunnion **4**.

[0030] A 3rd embodiment is shown in Figs. 6 and 7 next. Since the 3rd embodiment is basically the same as the 1st and 2nd embodiments, Fig. 6 is a drawing showing only the inside roller **5**; only the principal parts

of the inside roller **5** and outside roller **6** will be described in the enlarged drawing—Fig. 7. In the 3rd embodiment, the aspects that the inner peripheral surface **6a** of the outside roller **6** is formed with a uniform curvature radius **R_o** and the inner peripheral surface of the inside roller **5** is formed with the inner peripheral surface **5a** having a curvature radius **R_{ic}** and side arc portions **5b** and **5c** having a curvature diameter **R_{is}** differ from the aspects of the 1st and 2nd embodiments. That is, as shown in Fig. 6, the center of curvatures **O_{ib}** and **O_{ic}** of the side arc portions **5b** and **5c** of the inside roller **5** are offset at positions farther than the center of curvature **O_{ia}** of the inner peripheral surface **5a** in the diametral and axial directions of the trunnion **4**, and are connected smoothly to the inner peripheral surface **5a**. Moreover, although not illustrated, as in a conventional joint, a slight clearance **L** is interposed between the inside roller **5** and the outside roller **6** in the diametral direction of the trunnion **4**.

[0031] According to the above-mentioned configuration, a thrust force can be prevented from being induced with the conventionally used joint angle **θ₀**. And according to the above-mentioned configuration, a middle gap **L₁** and opening gap **L₂** are formed in the axial direction of the trunnion **4** between the inner peripheral surfaces **5a** to **5c** of the inside roller **5** and the inner peripheral surface **6a** of the outside roller **6**, as shown in Fig. 7.

[0032] Because the inner peripheral surface **6a** of the outside roller **6** is formed with a uniform curvature radius **R_o** here, and the outer peripheral

surface of the inside roller **5** is formed with the inner peripheral surface **5a** having the curvature radius **Ric** and the side arc portions **5b** and **5c** having a larger curvature diameter **Ris** than this curvature radius **Ric**, the opening gap **L2** out of the middle gap **L1** and opening gap **L2** is smaller (moreover, the opening gap is smaller than the tapered faces **6b** and **6c** in the 1st and 2nd embodiments).

Thus, because this joint forms a larger angle than the angle **θ0** used conventionally, when the car travels over a rough road, the side arc portions **5b** and **5c** of the inside roller **5** do not abut against the inner peripheral surface **6a** of the outside roller **6** at the opening end of the outside roller **6**; hence, the inside roller **5** does not bite into the outside roller **6**.

[0033] Moreover, according to the 3rd embodiment, since a composite curved surface is machined on the outer peripheral surface of the inside roller **5**, manufacturing costs may be lower than in the 1st and 2nd embodiments in which it is necessary to carry out a complicated machining on the inner peripheral surface of the outside roller **6**. A 4th embodiment is shown in Fig. 8 next. This 4th embodiment is basically the same as the 1st and 2nd embodiments, but it differs from them in that the inner peripheral surface of the outside roller **6** is formed with a cylindrical face **6a** (the curvature radius **Ro** is infinity). The same codes as in the 1st and 2nd embodiments are applied to the remaining configuration.

[0034] According to the above configuration, the thrust force is controlled even though there is no component of force **Pt**. Moreover, the trunnion **4** and the inside roller **5** are able to turn relatively; hence,

intervention of grease is improved and satisfactory lubricity is obtained as compared to the configured in Fig. 13.

[0035] [Advantages of the Invention]

The tripod type constant velocity joint pertaining to the present invention manifests advantages because a thrust force can be kept from being induced, and the drive shaft can be kept from vibrating. Moreover, the inside roller can be prevented from biting into the outside roller.

[Brief Explanation of the Drawings]

[Figure 1] A longitudinal section showing the total configuration of the 1st embodiment of the present invention.

[Figure 2] A transverse section of the 1st embodiment of the present invention.

[Figure 3] A drawing showing the contact point between the inside roller and outside roller of the 1st embodiment of the present invention.

[Figure 4] A drawing showing the motion of the center of curvature of the outer peripheral surface of the inside roller to the outside roller of the 1st embodiment of the present invention.

[Figure 5] A transverse section of the 2nd embodiment of the present invention.

[Figure 6] A transverse section of the inside roller of the 3rd embodiment of the present invention.

[Figure 7] A transverse section of the inside roller and outside roller of the 3rd embodiment of the present invention.

[Figure 8] A transverse section of the 4th embodiment of the present invention.

[Figure 9] A longitudinal section showing the total configuration of the tripod type constant velocity joint pertaining to the prior art.

[Figure 10] A transverse section of Fig. 7.

[Figure 11] A drawing showing the contact point between the inside and outside rollers in Fig. 7. /6

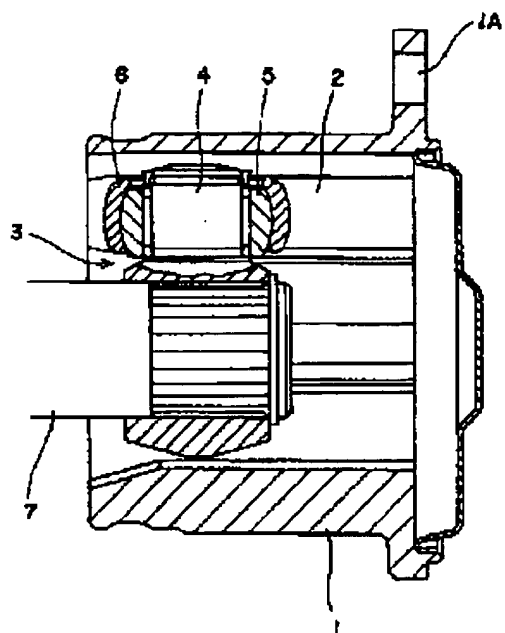
[Figure 12] A drawing showing the motion of the center of curvature of the outer peripheral surface of the inside roller to the outside roller body in Fig. 7.

[Figure 13] Another transverse section pertaining to the prior art.

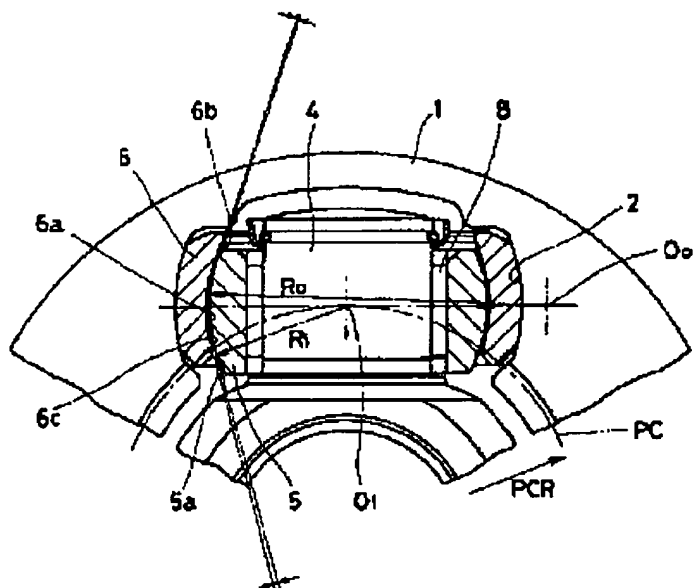
[Explanation of the Codes]

1: outer member; 2: guide groove; 3: inner member; 4: trunnion; 5: inside roller; 6: outside roller; 7: drive shaft; PC: pitch circle of outer member; R_i : curvature radius of outer peripheral surface of inside roller; O_i : center of curvature of outer peripheral surface of inside roller; R_o : curvature radius of inner peripheral surface of outside roller body; O_o : center of curvature of inner peripheral surface of outside roller body; PCR: radius of pitch center of outer member; θ_0 : joint angle used conventionally; ϕ : turning phase; μ : coefficient of friction between trunnion and inside roller; P_t : component of force acting on contact point between inside and outside rollers

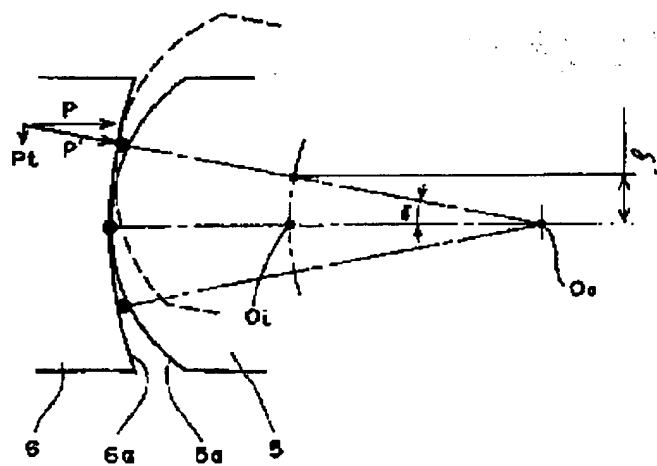
[Figure 1]



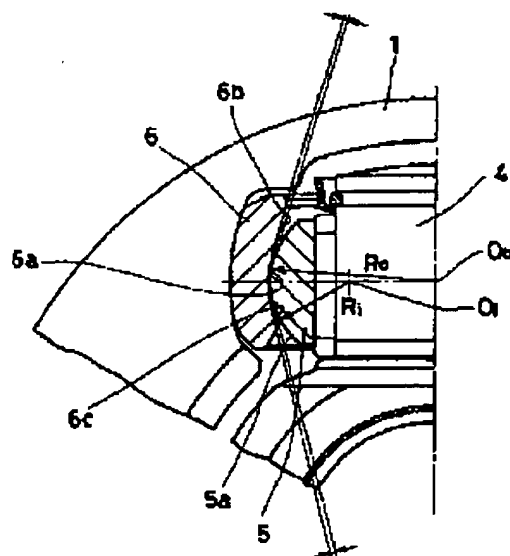
[Figure 2]



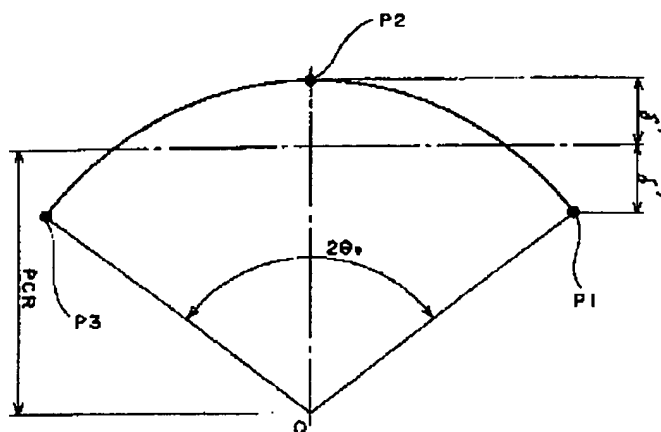
[Figure 3]



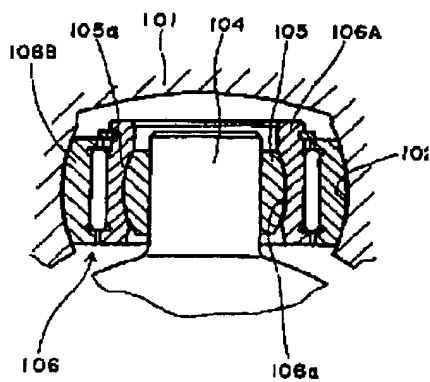
[Figure 5]



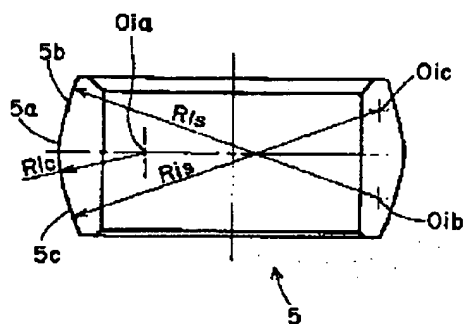
[Figure 4]



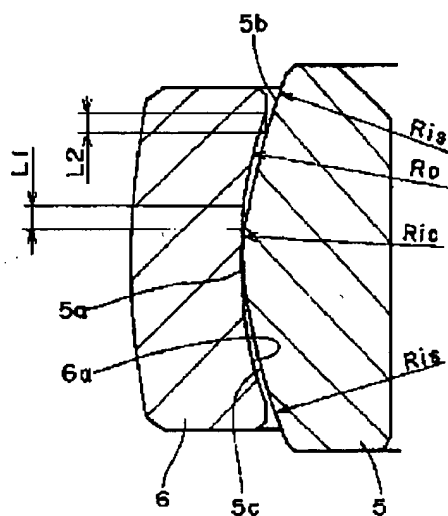
[Figure 10]



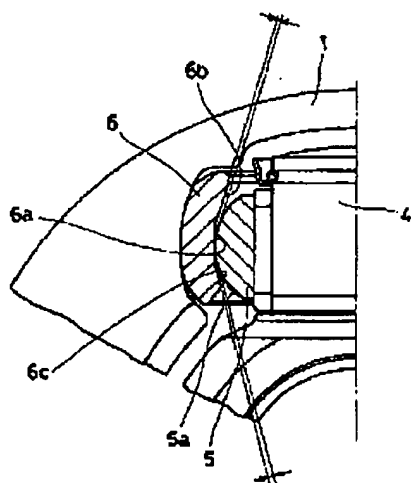
[Figure 6]



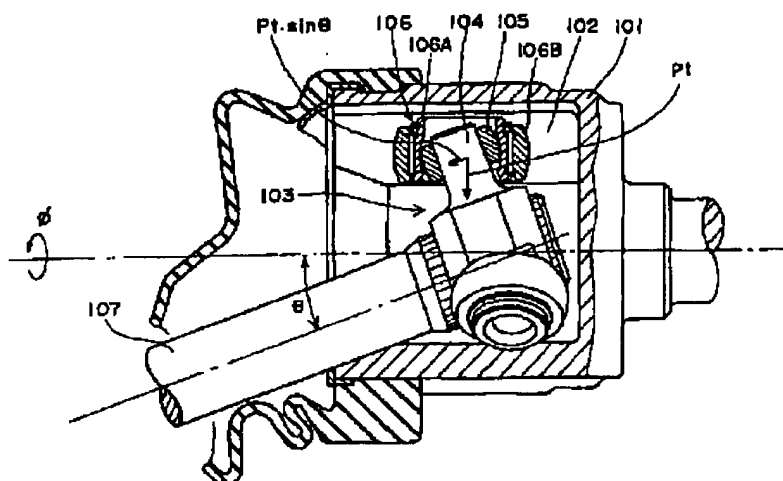
[Figure 7]



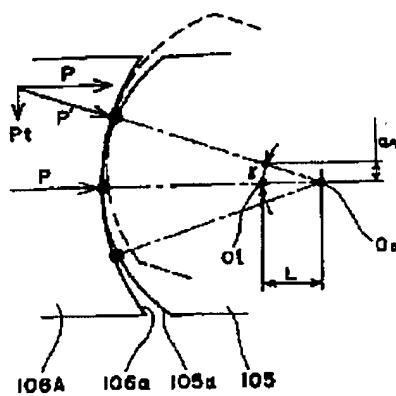
[Figure 8]



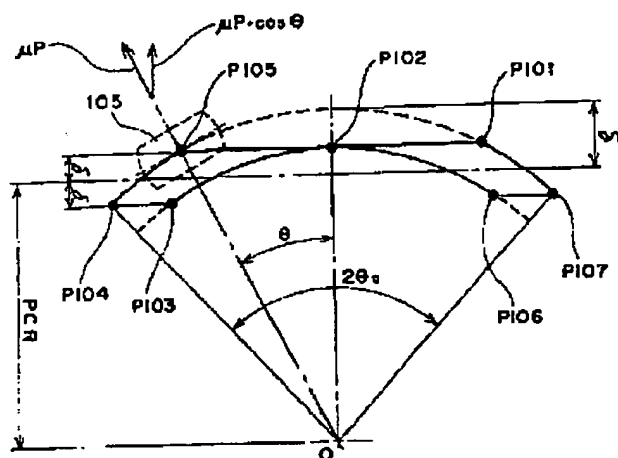
[Figure 9]



[Figure 11]



[Figure 12]



[Figure 13]

